

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Tonko Mladineo

Zagreb, 2013.

SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE

ZAVRŠNI RAD

Mentor:

Prof. dr. sc. Daniel Rolph Schneider, dipl. ing.

Student:

Tonko Mladineo

Zagreb, 2013.

Izjavljujem da sam ovaj rad izradio samostalno koristeći stečena znanja tijekom studija i navedenu literaturu.

Zahvaljujem se mentoru prof. dr. sc. Daniel Rolph Schneideru i asistentu dr. sc Mislavu Čehilu dipl. ing. na stručnim savjetima i pomoći tijekom izrade ovog rada.

Tonko Mladineo



SVEUČILIŠTE U ZAGREBU
FAKULTET STROJARSTVA I BRODOGRADNJE



Središnje povjerenstvo za završne i diplomске ispite
Povjerenstvo za završne ispite studija strojarstva za smjerove:
procesno-energetski, konstrukcijski, brodstrojarski i inženjersko modeliranje i računalne simulacije

| | |
|--|--------|
| Sveučilište u Zagrebu Fakultet strojarstva i brodogradnje | |
| Datum | Prilog |
| Klasa: | |
| Ur.broj: | |

ZAVRŠNI ZADATAK

Student: **Tonko Mladineo** Mat. br.: 0171054973

Naslov rada na hrvatskom jeziku: **Proračun kombiniranog plinsko-parno turbinskog postrojenja**

Naslov rada na engleskom jeziku: **Calculation of the combined gas-steam turbine plant**

Opis zadatka:

Među današnjim načinima proizvodnje električne energije iz fosilnih goriva posebno mjesto zauzima kombinirani plinsko-parno turbinski ciklus kao jedan od termodinamičkih procesa s najvišim stupnjem iskoristivosti koji se koristi u konvencionalnim energetskim postrojenjima. Osim fosilnih goriva, postrojenja zasnovana na tom procesu koriste i neke od obnovljivih izvora energije poput biogoriva i bioplina dobivenog rasplinjavanjem biomase, otpada i sl. tako da je za očekivati da se niti u budućnosti njihov značaj neće smanjivati.

U okviru završnog rada potrebno je napraviti termodinamički proračun plinsko-turbinskog dijela kombiniranog postrojenja snage 100 MW kakvo se nalazi u bloku L TE-TO Zagreb.

Pri tome treba:

1. Napraviti matematički model plinsko-turbinskog postrojenja u programskom paketu MATLAB™ koji će obuhvatiti modele kompresora, komore izgaranja i turbine.
2. Treba odrediti ovisnost iskoristivosti plinsko-turbinskog postrojenja i električne snage u ovisnosti o vanjskoj temperaturi od -25 do 40 °C.
3. Prikazati posebno snagu potrebnu za pogon kompresora, snagu dobivenu na turbini i snagu cijelog postrojenja.
4. Proučiti način reguliranja opterećenja plinsko-turbinskog postrojenja te prikazati rezultate od minimalnog do maksimalnog opterećenja.

Detaljnije informacije potrebne za izradu rada kandidat će dobiti od mentora.

U radu je potrebno navesti korištena literatura i eventualno dobivenu pomoć pri izradi.

Zadatak zadan:

16. studenog 2012.

Zadatak zadao:

Prof. dr. sc. Daniel R. Schneider

Rok predaje rada:

1. rok: 15. veljače 2013.

2. rok: 11. srpnja 2013.

3. rok: 13. rujna 2013.

Predviđeni datumi obrane:

1. rok: 27., 28. veljače i 1. ožujka 2013.

2. rok: 15., 16. i 17. srpnja 2013.

3. rok: 18., 19., i 20. rujna 2013.

Predsjednik Povjerenstva:

Prof. dr. sc. Igor Balen

SADRŽAJ

| | |
|--|----|
| 1. Uvod | 1 |
| 1.1. TE-TO Zagreb | 1 |
| 2. Termodinamički osvrt na kružne cikluse | 3 |
| 2.1. Carnotov ciklus | 3 |
| 2.2. Braytonov ciklus | 5 |
| 2.2.1. Idealni Braytonov ciklus | 6 |
| 2.2.2. Realni Braytonov ciklus | 7 |
| 2.2.3. Poboljšanja Braytonova ciklusa | 10 |
| 2.3. Rankineov ciklus | 16 |
| 2.4. Kombinirani ciklus | 18 |
| 3. Matematički model | 20 |
| 3.1. Stehiometrijske jednadžbe izgaranja prirodnog plina i proračun dimnih plinova | 23 |
| 4. Algoritam proračuna plinsko-turbinskog postrojenja | 25 |
| 4.1. Rezultati i analiza rezultata | 26 |
| 5. Zaključak | 32 |

POPIS SLIKA

| | |
|---|----|
| Slika 1. Struktura termoelektrana prema gorivu u RH..... | 2 |
| Slika 2. Prikaz strukture udjela pojedinih izvora električne energije u RH | 2 |
| Slika 3. Carnotov ciklus u T-s dijagramu..... | 3 |
| Slika 4. Otvoreni i zatvoreni Braytonov ciklus [1] | 5 |
| Slika 5. Prikaz idealno Braytonovog ciklusa u T-s dijagramu [2] | 6 |
| Slika 6. Realni Braytonov ciklus [2] | 8 |
| Slika 7. Iskoristivost Braytonova ciklusa kao funkcija kompresijskog omjera i $T_{(3)}$ [3] | 9 |
| Slika 8. Krivulje specifične snage u ovisnosti o kompresijskom omjeru za različite maksimalne temperature [3] | 9 |
| Slika 9. Shema Braytonovog procesa s međuhlađenjem [4] | 10 |
| Slika 10. Prikaz idealnog Braytonovog ciklusa s međuhlađenjem u T-s dijagramu [5] | 11 |
| Slika 11. Međuizgaranje s dvoosovinskom izvedbom [4] | 12 |
| Slika 12. Međuizgaranje s jednoosovinskom izvedbom [4] | 12 |
| Slika 13. Prikaz idealnog Braytonovog ciklusa s međizgaranjem u T-s dijagramu [5] | 13 |
| Slika 14. Braytonov ciklus s izmjenjivačem topline [4] | 14 |
| Slika 15. Prikaz Braytonovog ciklusa s izmjenjivačem topline u T-s dijagramu [2] | 15 |
| Slika 16. Braytonov ciklus s međuhlađenjem, međuizgaranjem i izmjenjivačem topline [2]. | 15 |
| Slika 17. Prikaz Braytonova ciklusa s međuhlađenjem, međuizgaranjem i izmjenjivačem topline u T-s dijagramu [2]..... | 16 |
| Slika 18. Shema jednostavnog parno-turbinskog postrojenja [6] | 17 |
| Slika 19. Prikaz Rankinova ciklusa u T-s dijagramu [2]..... | 17 |
| Slika 20. Shema kombiniranog ciklusa [6] | 18 |
| Slika 21. Prikaz kombiniranog ciklusa u T-s dijagramu [7] | 19 |
| Slika 22. Blok L, TE-ZO Zagreb, strojarica plinsko-turbinskog postrojenja [8] | 19 |
| Slika 23. Shema plinsko-turbinskog agregata | 20 |
| Slika 24. Prikaz plinsko-turbinskog agregata u T-s dijagramu | 20 |
| Slika 25. Bilanca ložišta | 21 |
| Slika 26. Snaga plinsko-turbinskog postrojenja u ovisnosti o vanjskoj temperaturi | 26 |
| Slika 27. Iskoristivost plinsko-turbinskog postrojenja u ovisnosti o vanjskoj temperaturi | 27 |
| Slika 28. Postignute snage na kompresoru, turbini i korisna snaga za opterećenje od 60 % ... | 28 |
| Slika 29. Postignute snage na kompresoru, turbini i korisna snaga za opterećenje od 80 %... | 28 |
| Slika 30. Postignute snage na kompresoru, turbini i korisna snaga za opterećenje od 100 %. | 29 |
| Slika 31. Potreban protok goriva za pokrivanje danog opterećenja pri zadanim temperaturama | 29 |
| Slika 32. Potreban pretičak zraka prema opterećenju za zadane temperature..... | 30 |
| Slika 33. Temperatura dimnih plinova na ulazu u turbinu | 30 |
| Slika 34. Temperatura dimnih plinova na izlazu iz turbine | 31 |

| OZNAKA | JEDINICA | OPIS |
|-------------------------|----------|--|
| η_c | - | stupanj iskoristivosti Carnotova ciklusa |
| η_{brayton} | - | stupanj iskoristivosti Braytonova ciklusa |
| η_{komp} | - | stupanj iskoristivosti kompresora |
| η_{turb} | - | stupanj iskoristivosti turbine |
| η_{meh} | - | mehanički stupanj djelovanja |
| η_{red} | - | stupanj djelovanja reduktora |
| η_{el} | - | stupanj djelovanja el. generatora |
| T_{2s} | K | izentropska temperatura na izlazu iz kompresora |
| T_{2a} | K | stvarna temperatura zraka na izlazu iz kompresora |
| T_{4s} | K | izentropska temperatura na izlazu iz turbine |
| T_{4a} | K | stvarna temperatura zraka na izlazu iz turbine |
| p_r | - | kompresijski omjer |
| p | bar | tlak |
| w | KJ/kg | specifični mehanički rad |
| q | KJ/kg | specifična toplina |
| h | KJ/kg | specifična entalpija |
| h_{2s} | KJ/kg | specifična entalpija |
| h_{2a} | KJ/kg | specifična entalpija |
| h_{4s} | KJ/kg | specifična entalpija |
| h_{4a} | KJ/kg | specifična entalpija |
| T_{dp3} | K | temperatura dimnih plinova na ulazu u plinsku turbinu |
| T_{dp4i} | K | izentropska temp. dimnih plinova na izlazu iz turbine |
| T_{dp4} | K | stvarna temp. dimnih plinova na izlazu iz plin.turbine |
| H_{dp3} | KJ/kg | entalpija dimnih plinova na ulazu u turbinu |
| H_{dp4} | KJ/kg | entalpija dimnih plinova na izlazu iz turbine |
| H_d | MJ/kg | donja ogrjevna vrijednost goriva |
| L | kg/s | maseni protok zraka |
| B | kg/s | maseni protok goriva |
| G | kg/s | maseni protok dimnih plinova |
| κ | - | izentropski eksponent |
| c_p | KJ/kgK | specifični toplinski kapacitet |

| | | |
|---------------|-----------|--|
| λ | - | pretičak zraka |
| ρ_{dp} | kg/m^3 | gustoća dimnih plinova |
| M | $kg/kmol$ | molarna masa |
| $V_{O_2 min}$ | m^3/kg | min. količina kisika potrebna za izgaranje 1 kg goriva |
| $V_{l min}$ | m^3/kg | min. količina zraka potrebna za izgaranje 1 kg goriva |
| V_l | m^3/kg | stvarna količina zraka potrebna za izgaranje 1 kg goriva |
| V_{CO_2} | m^3/kg | količina CO_2 nastala izgaranjem 1 kg goriva |
| $V_{N_2 min}$ | m^3/kg | min. količina N_2 nastala izgaranjem 1 kg goriva |
| V_{H_2O} | m^3/kg | .količina H_2O nastala izgaranjem 1 kg goriva |
| V_{dp} | m^3/kg | količina dimnih plinova nastala izgaranjem 1 kg goriva |

SAŽETAK

U ovom radu je analiziran plinsko-turbinski dio kombiniranog postrojenja Bloka L TE-TO Zagreb. Kao referentni model, korišten je predložak rada asistenta na Katedri za energetska postrojenja i energetiku dr.sc.Mislava Čehila.

U programskom paketu MATLABTM napravljen je matematički model danog plinsko-turbinskog postrojenja koji obuhvaća modele kompresora, komore izgaranja i turbine. Algoritam rješavanja modela osigurava zadovoljavanje masenih i energetskih bilanci za zadano vanjsko opterećenje i temperaturu. Rezultati su uspoređeni s referentnim modelom te su prepoznati i objašnjeni uzroci promjene termodinamičke efikasnosti plinsko-turbinskog dijela postrojenja.

Ključne riječi: promjene vanjske temperature, termodinamička optimizacija, termodinamička iskoristivost

1. Uvod

1.1. TE-TO Zagreb

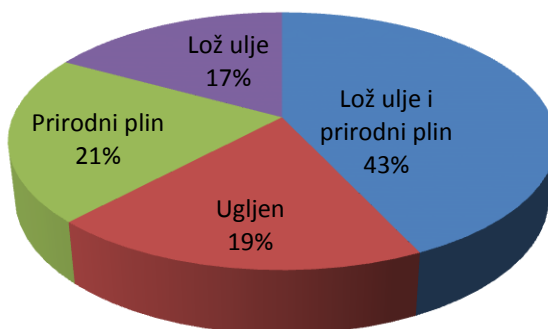
Današnjem modernom društvu da bi normalno funkcioniralo nužno je potrebna energija. Kako populacija raste iz dana u dan to je potreba za energijom sve veća. Tako se danas rade termoelektrane sve većih snaga, a glavni cilj je povećati iskoristivost te smanjiti emisiju štetnih i stakleničkih plinova. Proizvodnjom električne energije iz fosilnih goriva postižu se najveći stupnjevi pretvorbe kemijske energije goriva u električnu energiju uporabom kombiniranih ciklusa u kojima je s gornje strane Braytonov ciklus s plinskom turbinom, a s donje strane Rankinov ciklus s kotlom na otpadnu toplinu i parnom turbinom. Od trenutka prve upotrebe pa sve do sada se intenzivno radilo na povećanju iskoristivosti parno turbinskih agregata. Danas su toliko kompleksni da je ostalo malo mjesta za njihovo poboljšanje. Uvođenjem kombiniranih ciklusa počelo se intenzivno raditi na povećanju stupnja iskoristivosti plinskih turbina odnosno postizanja što viših temperatura na ulazu u plinsku turbinu. To zahtijeva upotrebu novih materijala i konstrukciju turbinskih lopatica koje mogu izdržati ekstremno velike temperature na ulazu u turbinu. Razvoj plinskih turbina djeluje termodinamički povoljno i na rad parnoturbinskog ciklusa u kojem se iskorištava otpadna toplina iz plinsko-turbinskog ciklusa.

Osnovna djelatnost Termoelektrane-Toplane Zagreb je proizvodnja električne i toplinske energije. U pogon je puštena 1962. godine s dva bloka u spojnem procesu, električne snage 2x32 MW i ukupne toplinske snage 80 MW. Porastom potrošnje električne energije i sve većom potrebom za toplinom pogon se prilagođavao postepeno povećavajući proizvodne kapacitete. Tako danas, pogon ima 8 blokova, a zadnji koji je pušten u pogon 2009. godine je Blok L. Danas se toplinska energija isporučuje kao industrijska para za pokrivanje potreba industrije istočnog dijela grada i u novije vrijeme za grijanje/hlađenje velikih objekata (bolnica Rebro – grijanje, ali i hlađenje parom putem apsorpcijskog rashladnog uređaja). Putem vrelovodnog sustava isporučuje se toplinska energija potrebna za podmirenje potreba grijanja i opskrbe toplom sanitarnom vodom stambenih i poslovnih objekata priključenih na centralni toplinski sustav „TE-TO“ – Novi Zagreb i istočni dio grada.

HEP Proizvodnja d.o.o. ima u svom sustavu proizvodnje električne energije na raspolaganju termoelektrane (kondenzacijske i toplane) i hidroelektrane. Ukupna instalirana

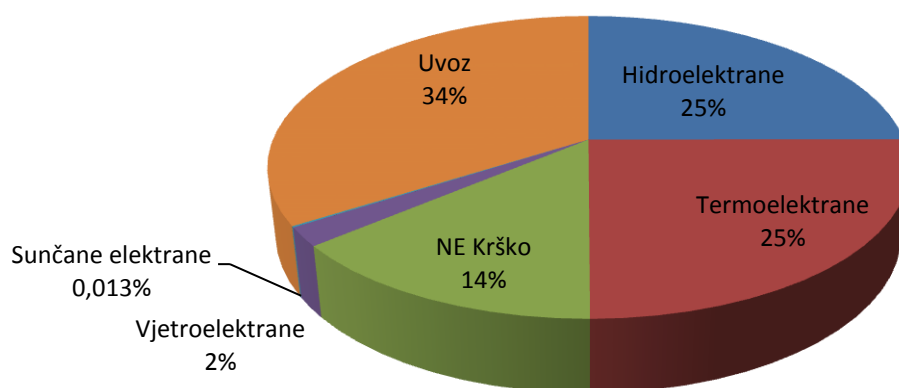
snaga elektrana u Republici Hrvatskoj je 4020,26 MW (bez interventnih plinskih i dizel jedinica ukupne snage 42 MW), od čega je 1601 MW u termoelektranama, 2071,26 MW u hidroelektranama i 348 MW (50% snage) u NE Krško. Goriva koja se koriste u termoelektranama su ugljen, plin i lož ulje.

Vrsta energenta



Slika 1. Struktura termoelektrana prema gorivu u RH

Dostavljena energija



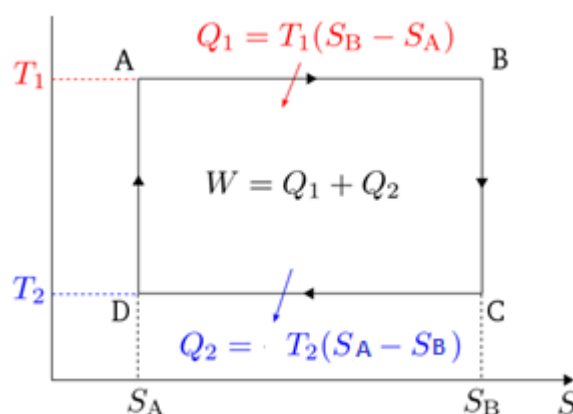
Slika 2. Prikaz strukture udjela pojedinih izvora električne energije u RH

2. Termodinamički osvrt na kružne cikluse

2.1. Carnotov ciklus

Termički stupanj djelovanja različitih kružnih procesa ne ovisi o svojstvima radne tvari, nego o načinu promjene stanja i kapacitetu raspoloživih toplinskih spremnika, tj. o njihovim temperaturama. Ako su promjene stanja radne tvari ravnotežne a istovremeno i povratne (reverzibilne), tj. bez mehaničkih gubitaka i nepovratno izmijenjene topline, tada se postiže najveći mogući termički stupanj djelovanja za zadane toplinske spremnike. Jedan takav proces je osmislio Nicolas Léonard Sadi Carnot 1824. godine, nazvan po njemu Carnotov proces. Redoslijed promjena stanja kod Carnotova ciklusa je: izotermna ekspanzija C - D, izentropska ekspanzija D - A, izotermna kompresija A - B te izentropska kompresija, ponovno do početnog stanja C.

Ako je temperatura dovođenja topline jednaka temperaturi ogrjevnog spremnika i ako je temperatura odvođenja topline jednaka temperaturi rashladnog spremnika, tada je riječ o idealnom Carnotovom ciklusu. Idealni Carnotov ciklus je tehnički neprimjenjiv jer podrazumijeva izotermni prijenos topline koji traje beskonačno dugo. Međutim, kako je Carnotov ciklus u potpunosti ravnotežni proces, od naročitog je značaja za termodinamiku kao svojevrsni etalon kvalitete drugim kružnim ciklusima.



Slika 3. Carnotov ciklus u T-s dijagramu

Iz slike (Slika 3.) slijedi formula za iskoristivost Carnotovog ciklusa:

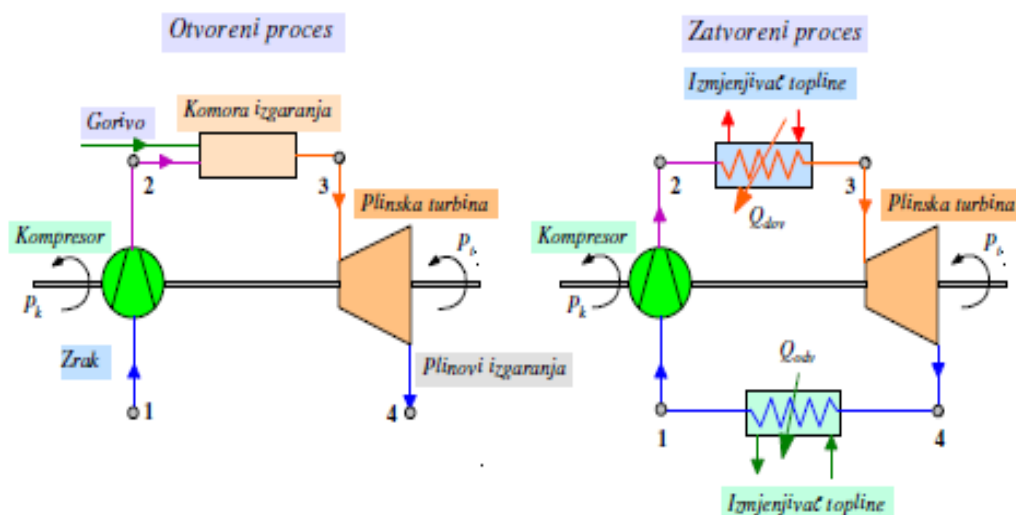
$$\eta_c = \frac{W_c}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = \frac{T_1 - T_2}{T_1} = 1 - \frac{T_2}{T_1} \quad (1)$$

Iz jednadžbe se daje zaključiti da iskoristivost realnog Carnotova ciklusa ovisi samo o temperaturama dovođenja i odvođenja topline neovisno o vrsti radnog medija koji sudjeluje u realizaciji procesa, budući da za izvod korištene jednadžbe dovođenja topline: Q_1 i Q_2 ne vrijede za bilo koju radnu tvar. Iz jednadžbe (1) je vidljivo da termički stupanj djelovanja Carnotova ciklusa η_c raste s povećanjem temperature dovođenja topline T_1 , odnosno sa smanjenjem temperature odvođenja topline T_2 . Vrijedi i obratno.

Kada se neki od procesa želi usporediti sa Carnotovim, mora se izvršiti karnotizacija usporedivog procesa. Kako ostali ciklusi nemaju izotermno dovođenje topline tada njihova temperatura dovođenja topline T_d nije konstantna nego se mijenja te ju je stoga nužno osrednjiti. Srednja temperatura dovođenja topline T_{md} je nužno niža od najviše temperature u ciklusu odnosno T_d tada je jasno da će karnotizirani ciklus imati manju termodinamičku iskoristivost nego li Carnotov ciklus.

2.2. Braytonov ciklus

Braytonov ciklus je dobio ime po američkom inženjeru George Braytonu koji je 1870. godine modificirao Jouleov ciklus zamijenivši kompresijski i ekspanzijski cilindar zračnim kompresorom i plinskom turbinom. Svi plinsko-turbinski ciklusi se opisuju Braytonovim ciklusom, a odvijaju se između dvije izobare i dvije izentropne. Toplinski pad kod plinskih turbina je manji nego kod parnih zato što plin može ekspanzirati samo do tlaka okoliša, zato se ide više temperature izgaranja sa što optimalnijim kompresijskim omjerom. Danas postoje dva osnovna tipa izgradnje ovakvih ciklusa, a to su otvoreni i zatvoreni Braytonov ciklus (Slika 4.)



Slika 4. Otvoreni i zatvoreni Braytonov ciklus [1]

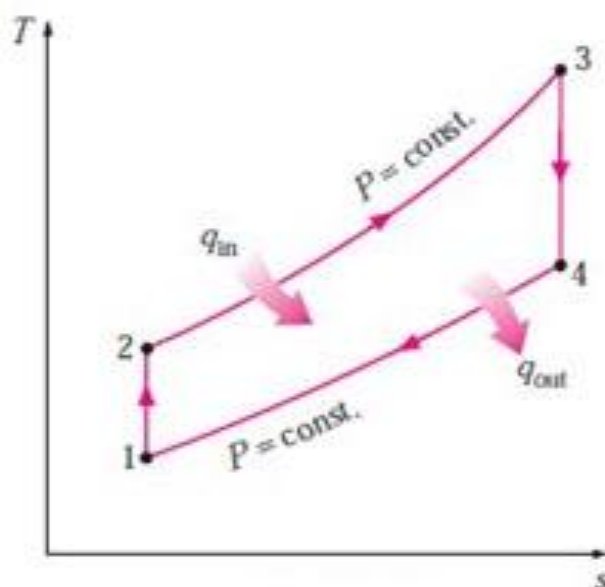
Radni medij zatvorenog ciklusa su inertni plinovi (N_2, He). Kompresorom se vrši kompresija radnog medija 1 – 2, nakon čega se preko izmjenjivača topline dovodi dodatna količina topline 2 – 3, plin tada ekspankira u turbini 3 – 4 predajući pritom rad te se opet odvodi do izmjenjivača topline koji toplinu predaje okolišu 4 – 1. Prednost zatvorenog procesa spram otvorenog je mogućnost korištenja različitih vrsta goriva (ugljena) budući da je komora izgaranja fizički odvojena, odnosno nema miješanja radnog medija s plinovima izgaranja (vanjsko izgaranje što omogućava smanjenje emisije štetnih plinova).

Kod otvorenog ciklusa radni medij je zrak. Slijed ciklusa je: izentropska kompresija svježeg zraka 1 – 2, izobarno izgaranje 2 – 3, izentropska ekspanzija smjese dimnih plinova 3 – 4 koji

potom napuštaju proces. Važno je istaknuti, a što se i vidi sa slike Slika 4. Lijevo, da u komoru izgaranja ulazi svjež zrak visokih termodinamičkih parametara koji izaziva zapaljenje goriva koje se direktno ubacuje u komoru izgaranja pri čemu se nastala smjesa dimnih plinova pušta direktno na turbinu. Jasno je da se sada mora voditi izuzetna briga o kakvoći i kvaliteti goriva. Omjer radova i termodinamička iskoristivost plinsko-turbinskog ciklusa su niski, ali mogu biti poboljšani povećanjem iskoristivosti kompresora i turbine. Otvoreni ciklus je postao osnova rada svih postrojenja s plinskim turbinama i mlaznim motorima.

2.2.1. Idealni Braytonov ciklus

Kada govorimo o idealnom Braytonovom ciklusu referiramo na zatvoreni Braytonov ciklus, budući da je vidljiva izobarna promjena stanja $4 - 1$ u $T-s$ dijagramu (Slika 5.), dok kod otvorenog ta linija realno gledajući ne postoji, jer se iz točke 4 ide u ispuh i pritom se uzima svjež radni medij u točki 1.



Slika 5. Prikaz idealno Braytonovog ciklusa u $T-s$ dijagramu [2]

Ako prilikom analize ciklusa zanemarimo promjene kinetičke i potencijalne energije, tada energetska jednažba za stacionarno stanje poprima oblik:

$$(q_{ul} - q_{izl}) + (w_{ul} - w_{izl}) = h_{izlaz} - h_{ulaz} \quad (2)$$

Jednažbe za odvedenu i dovedenu toplinu glase:

$$q_{ul} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (3)$$

$$q_{izl} = h_4 - h_1 = c_p(T_4 - T_1)$$

Kako su procesi 1 – 2 i 3 – 4 izentropski, a $p_2 = p_3$ i $p_4 = p_1$ slijedi:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(\kappa-1)/\kappa} = \left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{(\kappa-1)/\kappa} = \frac{T_3}{T_4} \quad (4)$$

Uvrštavajući jednažbe (3) i (4) u formula za termodinamičku iskoristivost Braytonova procesa slijedi:

$$\eta_{t,Brayton} = 1 - \frac{q_{izl}}{q_{ul}} = 1 - \frac{1}{pr^{(\kappa-1)/\kappa}} \quad (5)$$

gdje je

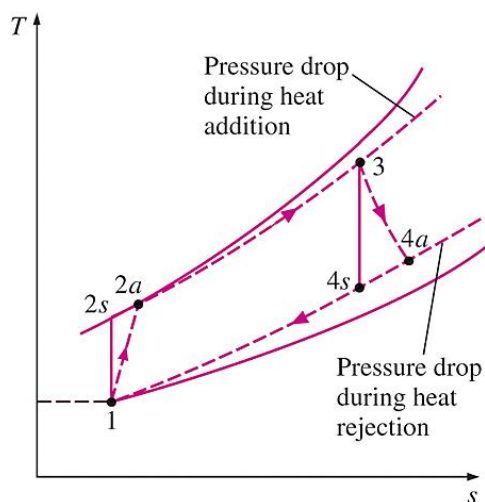
$$pr = \frac{p_2}{p_1} \quad (6)$$

kompresijski omjer. Iz jednažbe (5) je vidljivo da termodinamička iskoristivost ovisi o kompresijskom omjeru i koeficijentu κ .

2.2.2. Realni Braytonov ciklus

Realni Braytonov ciklus je izveden kao otvoreni ciklus. Uzrok nižoj termodinamičkoj iskoristivosti kod realnih ciklusa je nepovrativost promjena stanja koja se odvijaju tijekom

kompresije i ekspanzije. Osim toga, kod realnih ciklusa dolazi i do pada tlaka u komori izgaranja (svega 2 do 3%). Na potonjoj slici (Slika 6.) je prikazan primjer realnog Braytonovog ciklusa. Iako u stvarnosti linija 4-1 ne postoji, tu je prikazana radi što bolje ilustracije.



Slika 6. Realni Braytonov ciklus [2]

Dovedeni rad kompresoru:

$$w_{kompresora} = c_{p,kompresije}(T_{2a} - T_1) \quad (7)$$

Dovedena toplina:

$$q_{dov} = c_p(T_3 - T_{2a}) \quad (8)$$

Dobiveni rad na turbini:

$$w_{turbine} = c_{p,ekspanzije}(T_3 - T_{4a}) \quad (9)$$

Korisno dobiveni rad:

$$\eta = \frac{\text{korisno dobiveni rad}}{\text{dovedena toplina}} = \frac{w_{turbine} - w_{kompresora}}{q_{dov}} \quad (10)$$

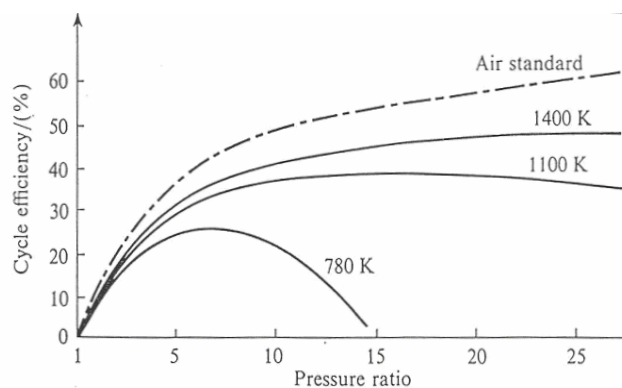
Koeficijent iskoristivost kompresora:

$$\eta_{kompresora} = \frac{T_{2s} - T_1}{T_{2a} - T_1} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_{2a} - h_1} \quad (11)$$

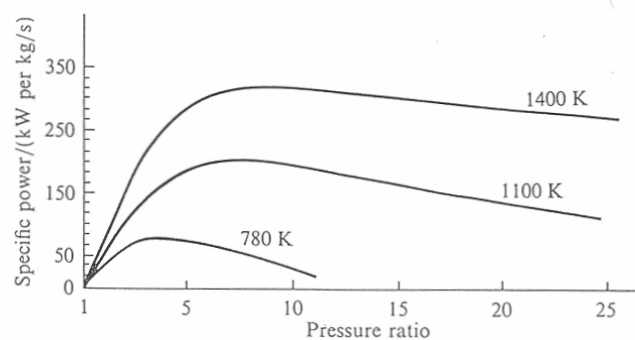
Koeficijent iskoristivosti turbine:

$$\eta_{turbine} = \frac{T_3 - T_{4a}}{T_3 - T_{4s}} = \frac{h_3 - h_{4a}}{h_3 - h_{4s}} \quad (12)$$

Najviša temperatura u ciklusu je na kraju izgaranja, tj. na ulazu u turbinu (točka 3.) i ona je ograničena kvalitetom materijala od kojih su načinjene lopatice. Za što bolju termodinamičku iskoristivost ciklusa potrebne su što veće temperature izgaranja i njima pripadajući kompresijski omjeri. Slika 7. prikazuje termodinamičku iskoristivost u ovisnosti o kompresijskom omjeru za različite vrijednosti maksimalne temperature pri fiksnim koeficijentima izentropske iskoristivosti kompresora i turbine. Korisno dobiveni rad ovisi o kompresijskom omjeru i maksimalnoj temperaturi ciklusa, te je shodno tome dijagramski prikazan na slici (Slika 8.)



Slika 7. Iskoristivost Braytonova ciklusa kao funkcija kompresijskog omjera i T_3 [3]



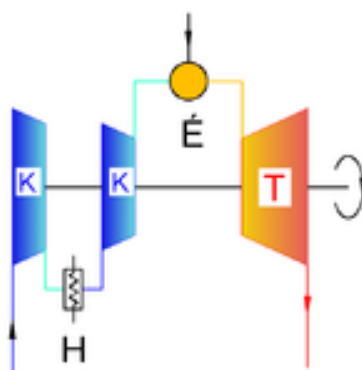
Slika 8. Krivulje specifične snage u ovisnosti o kompresijskom omjeru za različite maksimalne temperature [3]

2.2.3. Poboljšanja Braytonova ciklusa

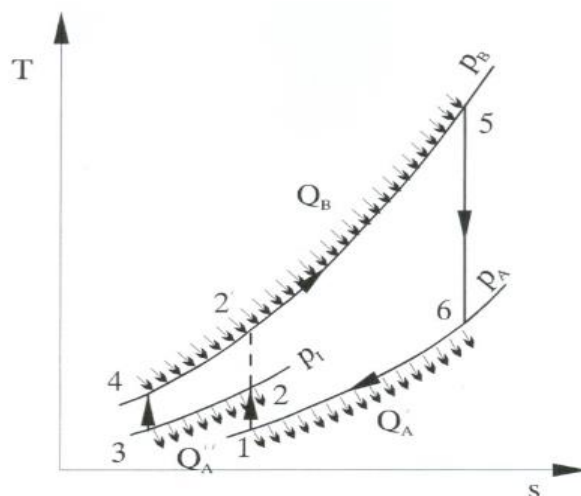
Za što bolju iskoristivost ciklusa je nužan što je moguće veći omjer radova. U tu svrhu se koriste metode međuhlađenja između kompresijskih stupnjeva te međuizgaranje između turbinskih stupnjeva. Može se dogoditi da ovima metodama povećamo omjer radova, a da snizimo koeficijent iskoristivosti. Stoga se ove metode koriste kombinirano s izmjenjivačima topline i tada osim što dolazi do povećanja omjera radova, raste i termodinamički koeficijent iskoristivosti.

2.2.3.1. Međuhlađenje

Međuhlađenje se primjenjuje za vrijeme kompresije radnog medija. Na donjim slikama (Slika 9. i Slika 10.) je prikazano međuhlađenje idealnog ciklusa kada se kompresija odvija u dva stupnja: niskotlačnom kompresoru (NT) 1-2 i visokotlačnom kompresoru (VT) 3-4.



Slika 9. Shema Braytonovog procesa s međuhlađenjem [4]



Slika 10. Prikaz idealnog Braytonovog ciklusa s međuhlađenjem u T-s dijagramu [5]

Dovedeni rad s međuhlađenjem:

$$w_{kompresora} = c_p(T_2 - T_1) + c_p(T_4 - T_3) \quad (13)$$

Dovedeni rad bez međuhlađenja:

$$w_{kompresora} = c_p(T_{2'} - T_1) \quad (14)$$

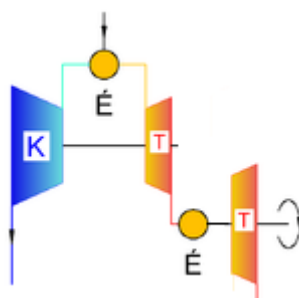
Iz slike (Slika 10.) je vidljivo kako je rad utrošen na kompresiju bez međuhlađenja veći od rada utrošenog na kompresiju s međuhlađenjem zbog divergencije izobarnih krivulja. Budući da je tomu tako, iz jednadžbe

$$w_{netto} = w_{turbine} - w_{kompresora} \quad (15)$$

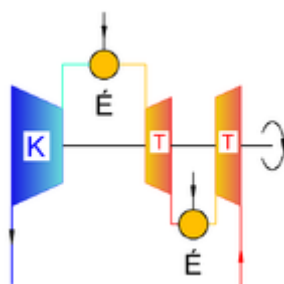
slijedi da je netto dobiveni rad veći. Povećanje neto izlaznog rada prikazano je površinom $P = 3-4-2'-2-3$. Osim što raste netto izlazni rad, raste i količina topline koju je potrebno donijeti procesu jer kompresija sada završava pri nižoj temperaturi. Kako je efikasnost definirana prema jednadžbi (10) ona može porasti ali isto tako i opasti.

2.2.3.2. Međuizgaranje

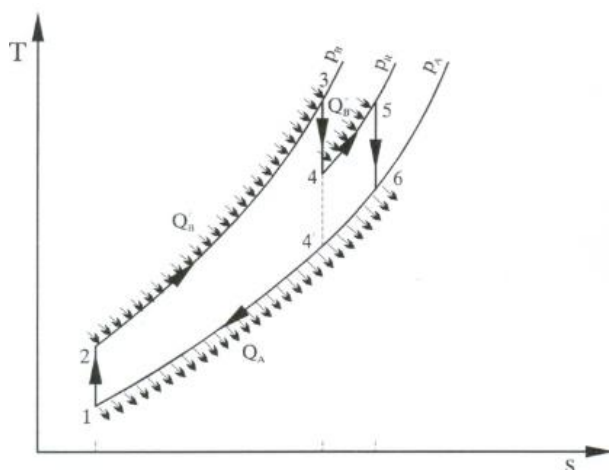
Međuizgaranje je često izveden proces kod kojeg radni medij ekspandira u dva odvojena turbinska stupnja: visokotlačni turbinski stupanj VT koji pogoni kompresor dok niskotlačni turbinski stupanj NT osigurava koristan rad na spojci (Slika 11.). Ako govorimo o zatvorenim kružnim procesima tada je prikladniji naziv dogrijavanje.



Slika 11. Međuizgaranje s dvoosovinskom izvedbom [4]



Slika 12. Međuizgaranje s jednoosovinskom izvedbom [4]



Slika 13. Prikaz idealnog Braytonovog ciklusa s međizgaranjem u T-s dijagramu [5]

Ovakvim poboljšanjem, postižu se veće srednje temperature dovođenja topline.

Dobiveni rad s međizgaranjem:

$$w_{turbine} = c_p(T_3 - T_4) + c_p(T_5 - T_6) \quad (16)$$

Dobiveni rad bez međizgaranja:

$$w_{turbine} = c_p(T_3 - T_{4'}) \quad (17)$$

Iz slike (Slika 13.) je vidljivo kako je rad ekspanzijom bez međizgaranja manji od rada dobivenog ekspanzijom s međizgaranjem zbog divergencije izobarnih krivulja. Budući da je tomu tako, iz jednadžbe

$$w_{netto} = w_{turbine} - w_{kompresora} \quad (18)$$

slijedi da je netto dobiveni rad veći. Povećanje neto izlaznog rada prikazano je površinom $P = 4-5-6-4'-4$. Osim što raste netto izlazni rad, raste i količina topline koju je potrebno odvoditi iz

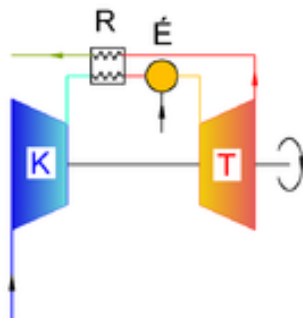
procesa jer ekspanzija sada završava pri višim temperaturama pa je preporučljivo korištenje izmjenjivača topline kako bi se poboljšala iskoristivost.

2.2.3.3. Izmjenjivač topline

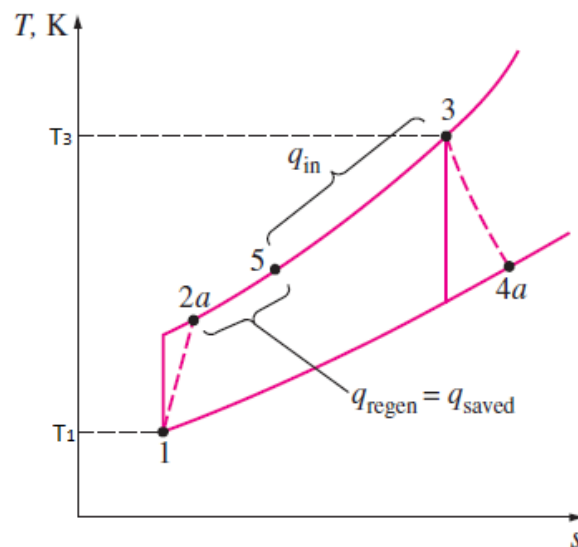
Ako su u plinsko-turbinskom ciklusu korišteni izmjenjivači topline, tada su oni znatnih dimenzija s obzirom na plinsko-turbinski agregat. Tomu je tako zbog niskih koeficijenata prijelaza topline budući da je plin s obje strane izmjenjivača. Kada se koristi izmjenjivač topline tada je potrebno dovesti manje topline u komoru izgaranja, a time opada i potrošnja goriva. Karakteristika izmjenjivača se određuje preko omjera temperatura kako slijedi:

$$\text{Omjer temperatura} = \frac{T_5 - T_{2a}}{T_{4a} - T_{2a}} \quad (19)$$

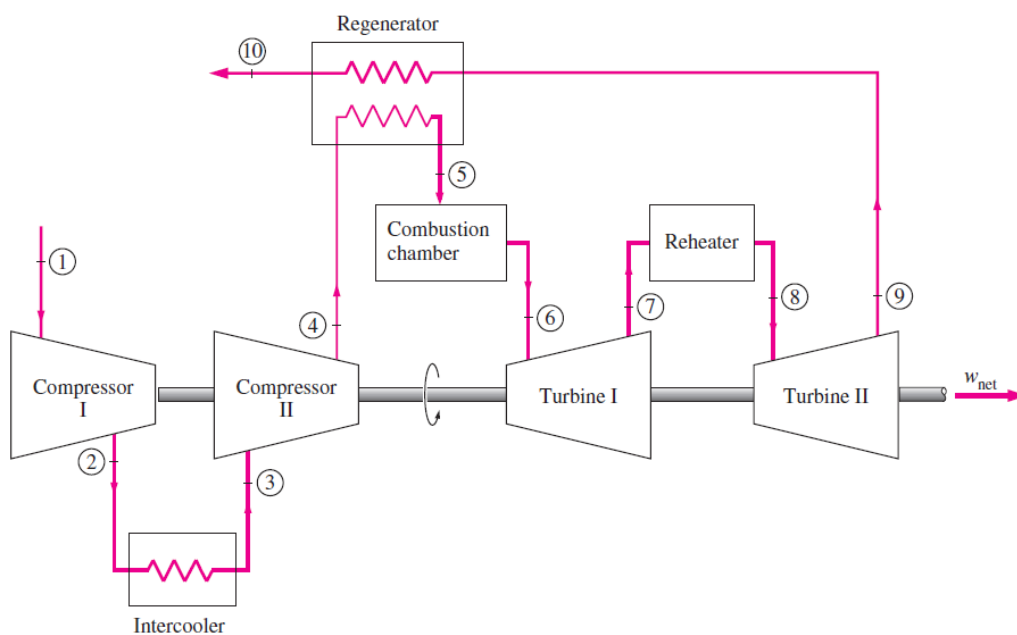
Izmjenjivač topline se koristi samo ako postoji dovoljno velika temperaturna razlika među plinovima koji napuštaju turbinu i zraka koji napušta kompresor, jer inače njihova ugradnja ne bi bila isplativa.



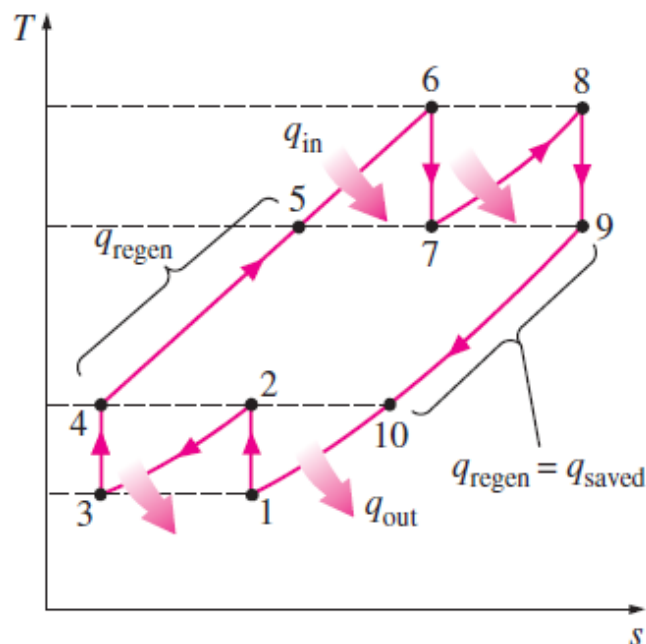
Slika 14. Braytonov ciklus s izmjenjivačem topline [4]



Slika 15. Prikaz Braytonovog ciklusa s izmjenjivačem topline u T-s dijagramu [2]



Slika 16. Braytonov ciklus s međuhlađenjem, međuizgaranjem i izmjenjivačem topline [2]

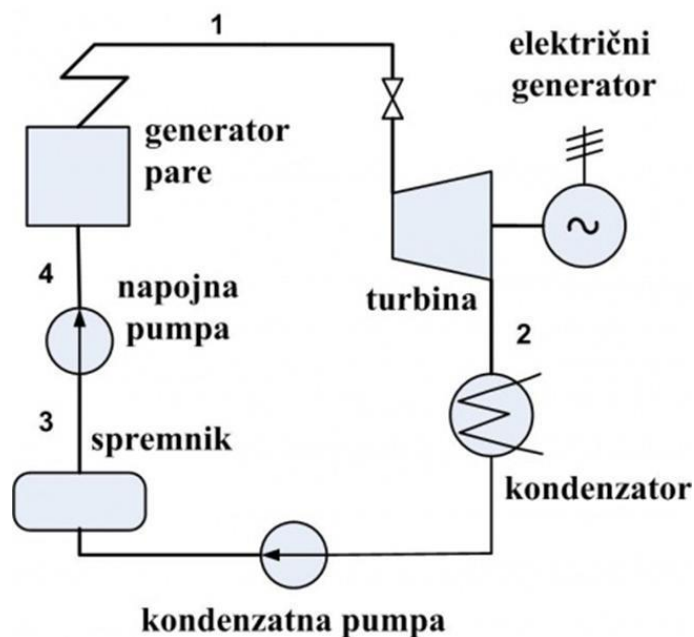


Slika 17. Prikaz Braytonova ciklusa s međuhlađenjem, međuizgaranjem i izmjenjivačem topline u T-s dijagramu [2]

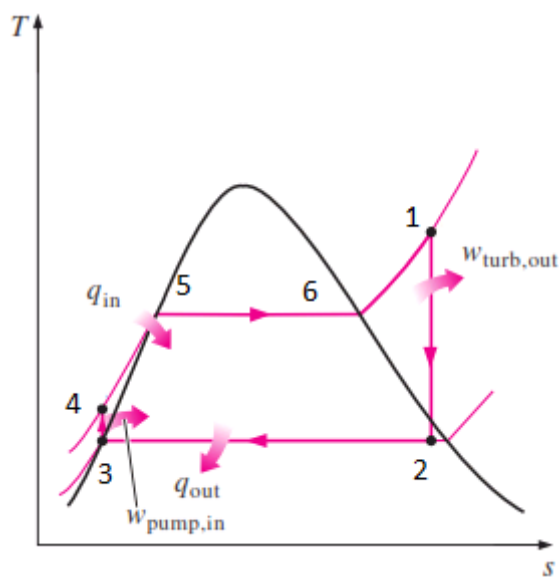
2.3. Rankineov ciklus

Rankineov ciklus je ciklus s vodenom parom kao radnom tvari. Osnovni ciklus se odvija na sljedeći način: voda u generatoru pare se podiže do visokog tlaka i temperature, uglavnom do pregrijanja, nakon čega se ta para visokih parametara ekspandira u turbini do kondenzatorskog tlaka pri čemu se dobiva koristan rad. Kondenzat se pumpom šalje natrag u generator pare i time je ciklus završen. U praksi postoji niz popratnih pomoćnih sustava i izmjenjivača koji omogućuju efikasniji rad parno-turbinskog agregata. Toplinski pad kod parnih turbina je znatno veći negoli kod plinskih, jer ekspanzija ide do 0.05 bar (kod plinskih turbina ide do okolišnog stanja).

Na slici (Slika 18.) je prikazana shema osnovnog tipa Rankinova ciklusa te je popraćena s pripadajućim T-s dijagramom (Slika 19.).



Slika 18. Shema jednostavnog parno-turbinskog postrojenja [6]



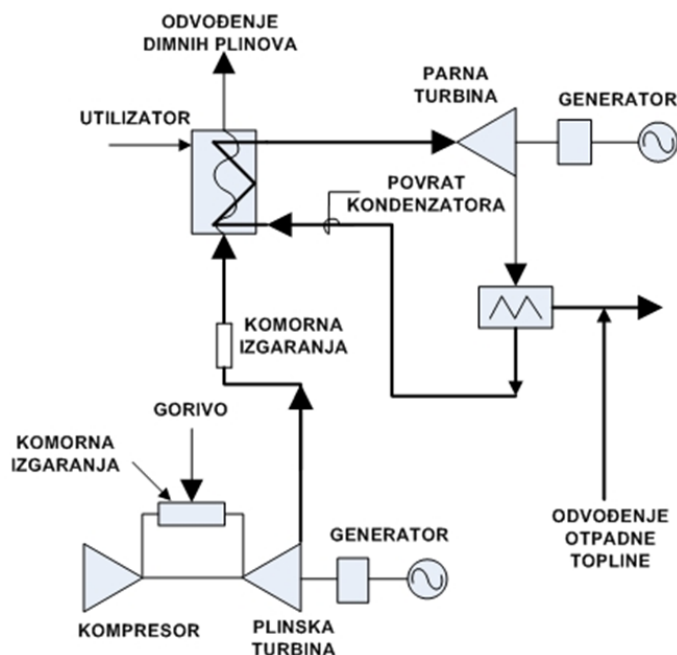
Slika 19. Prikaz Rankinova ciklusa u T-s dijagramu [2]

Rankinov ciklus je našao primjenu skoro u svim postrojenjima koja se bave proizvodnjom bilo toplinske bilo električne energije, tako da je tipičan sastavni dio klasičnih termoelektrana, kombiniranih postrojenja, kogeneracijskih postrojenja te nuklearnih postrojenja.

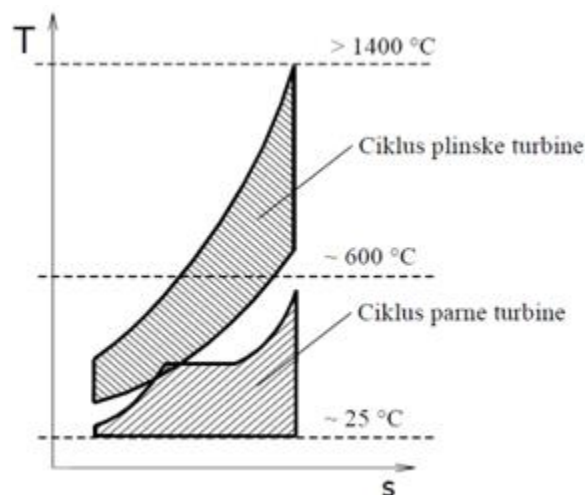
2.4. Kombinirani ciklus

Kombinirani ciklus se sastoji od plinsko-turbinskog i parno-turbinskog dijela. Dimni plinovi na ulazu u turbinu imaju veoma visoku temperaturu 1200 [°C] do 1450 [°C], dok je temperatura dimnih plinova koji napuštaju turbinu još uvijek visoka (oko 600 [°C]) te je moguće dobiti stupnjeve djelovanja od oko 38 %. Ispuštanje takovih plinova u okoliš predstavljala je znatan termodinamički gubitak. Kako bi se ti gubici izbjegli često se na plinsku turbinu nadovezuje parno-turbinsko postrojenje (Slika 20.). Parno-turbinska postrojenja imaju temperaturu od oko 600 [°C] na ulazu, dok je donja temperatura 25 [°C], te je moguće dobiti stupnjeve djelovanja od oko 45 %.

Suština kombiniranog procesa je iskorištavanje otpadne topline plinsko-turbinskog dijela odnosno iskorištavanje temperaturnih gradijenta obaju procesa (od 1450 [°C] do 600 [°C] i od 600 [°C] do 25 [°C], što omogućava stupanj djelovanja i do 60 % [18]. Napretkom tehnologije i pomaka na području razvoja plinskih turbina napravilo je kombinirani ciklus veoma ekonomski atraktivnim. Upotrebom kombiniranog ciklusa podiže se termodinamička efikasnost bez velikih investicijskih troškova.



Slika 20. Shema kombiniranog ciklusa [6]



Slika 21. Prikaz kombiniranog ciklusa u T-s dijagramu [7]

Stupanj korisnosti kombiniranog postrojenja definira se kao omjer ukupne električne snage umanjene za snagu pomoćnih sustava postrojenja te električnih gubitaka i toplinskog toka dovedenog u proces:

$$\eta_{netto} = \frac{P}{Q} = \frac{P_{el,pl} + P_{el,pa} - P_{ps}}{Q_{pl} + Q_{pa}} \quad (19)$$

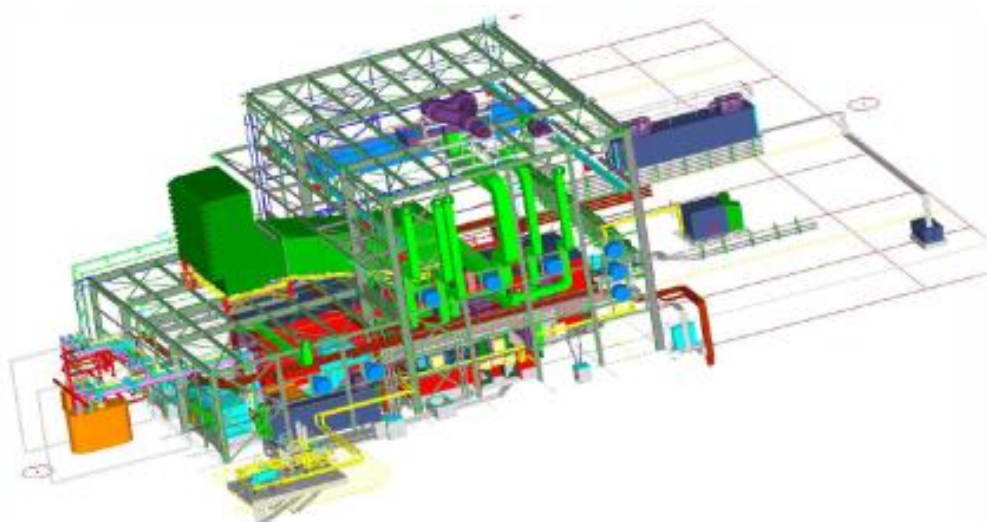
gdje su redom:

$P_{el,pl}$ - električna snaga plinske turbine

$P_{el,pa}$ - električna snaga parne turbine

Q_{pl} - dovedena toplinska snaga plinskom procesu

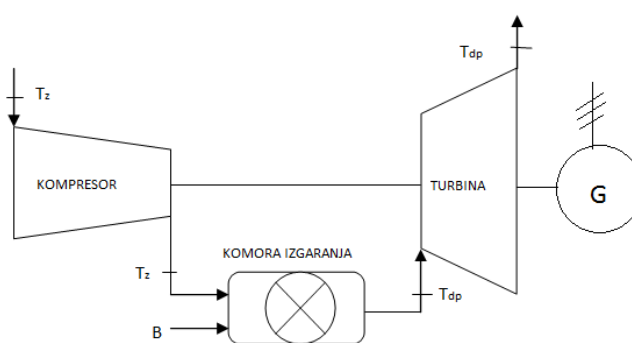
Q_{pa} - dovedena toplinska snaga za dogrijavanje parnog procesa



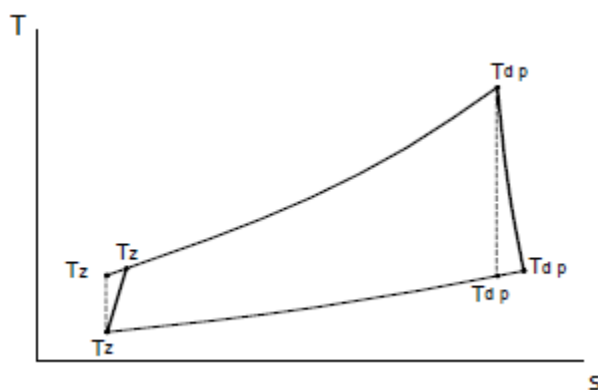
Slika 22. Blok L, TE-ZO Zagreb, strojarnica plinsko-turbinskog postrojenja [8]

3. Matematički model

Model postrojenja sadrži matematičke modele kompresora, komore izgaranja i plinske turbine. U proračunu su korišteni zakoni održanja mase, energije te ostale konstitutivne relacije vezane uz termodinamički proračun izgaranja i ostalih komponenata postrojenja. Na donjim slikama (Slika 23., Slika 24.) prikazana je shema modela koja je popraćena prikazom u T-s dijagramu.



Slika 23. Shema plinsko-turbinskog agregata



Slika 24. Prikaz plinsko-turbinskog agregata u T-s dijagramu

Snaga utrošena za pogon kompresora:

$$P_{komp} = L(h_{zr2} - h_{zr1}) \quad (20)$$

Temperatura zraka na izlazu iz kompresora nakon izentropske kompresije:

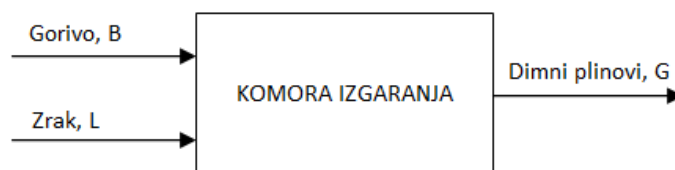
$$T_{2iz} = T_{zr1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{(\kappa_{zr}-1)/\kappa_{zr}} \quad (21)$$

Stupanj djelovanja kompresora:

$$\eta_{komp} = \frac{T_{2iz} - T_{zr1}}{T_{zr2} - T_{zr1}} \quad (22)$$

Stvarna temperatura zraka na izlazu iz kompresora se dobije računskim algoritmom računalnog paketa MATLABTM, kada se ustali kapa zraka ($\kappa_{zr} = c_p/c_v$) koji varira uslijed promjene temperature.

$$T_{zr2} = T_{zr1} + \frac{T_{2iz} - T_{zr1}}{\eta_{komp}}$$



Slika 25. Bilanca ložišta

Energetska bilanca komore izgaranja:

$$L \cdot h_{zr2} + B \cdot h_{gor} - G \cdot H_{dp3} = 0 \quad (23)$$

Masena bilanca komore izgaranja:

$$L + B - G = 0 \quad (24)$$

Iz definicije za jednadžbu goriva h_{gor} , slijedi:

$$B \cdot H_d = B \cdot h_{gor} + L \cdot h_{zr0} - G \cdot h_{dp0} \quad (25)$$

Kombinacijom gornjih jednadžbi i proračunskim algoritmom napravljenim u paketu MATLABTM dobiva se entalpija dimnih plinova H_{dp3} , regulirana preko potrebnog pretička zraka za zadano stanje.

$$H_{dp3} = \frac{B \cdot H_d + L \cdot (h_{zr2} - h_{zr0})}{G} + h_{dp0} \quad (26)$$

Temperatura dimnih plinova na izlazu iz turbine za izentropski tijek ekspanzije:

$$T_{dp4iz} = T_{dp3} \cdot \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{(\kappa_{dp}-1)/\kappa_{dp}} \quad (27)$$

Stupanj djelovanja plinske turbine:

$$\eta_{turb} = \frac{T_{dp3} - T_{dp4}}{T_{dp3} - T_{dp4iz}} \quad (28)$$

Iz čega slijedi stvarna temperatura zraka na izlazu iz turbine, a iterativnim postupkom u sklopu računskog algoritma računalnog paketa MATLABTM, kada se ustali kapa dimnih plinova ($\kappa_{dp} = c_p/c_v$) koji varira uslijed promjene temperature.

$$T_{dp4} = T_{dp3} - \eta_{turb} \cdot (T_{dp3} - T_{dp4iz}) \quad (29)$$

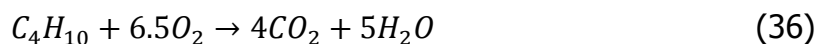
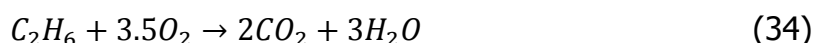
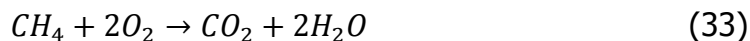
Korisna snaga dobivena kružnim procesom je:

$$P_{kor} = P_{turb} - P_{komp} \quad (30)$$

Snaga koja se dobiva na električnom generatoru:

$$P_{el} = \eta_{meh} \cdot \eta_{red} \cdot \eta_{el} \cdot P_{kor} \quad (31)$$

3.1. Stehiometrijske jednadžbe izgaranja prirodnog plina i proračun dimnih plinova



Molekularna masa zemnog plina:

$$M = \sum_i \frac{r_i \cdot M_i}{100} \quad (37)$$

Minimalna količina kisika potrebna za izgaranje 1 kg goriva:

$$V_{O_2 \min} = \left(\frac{1}{2} \cdot (CO + H_2) + \sum \left(x + \frac{y}{4} \right) C_x H_y - O_2 \right) \cdot \frac{22.4}{100 \cdot M} \quad (38)$$

Minimalna količina zraka potrebna za izgaranje 1 kg goriva:

$$V_{l \min} = \frac{V_{O_2 \min}}{0.21} \quad (39)$$

Stvarna količina zraka potrebna za izgaranje 1 kg goriva:

$$V_l = \lambda \cdot V_{l \min} \quad (40)$$

Količina CO_2 nastala izgaranjem 1 kg goriva:

$$V_{CO_2} = (CO + CO_2 + \sum x C_x H_y) \cdot \frac{22.4}{100 \cdot M} \quad (41)$$

Minimalna količina N_2 nastala izgaranjem 1 kg goriva:

$$V_{N_2 \min} = N_2 \cdot \frac{22.4}{100 \cdot M} + 0.79 \cdot V_{l \min} \quad (42)$$

Količina H_2O nastala izgaranjem 1 kg goriva:

$$V_{H_2O} = \left(H_2 + \sum \frac{y}{2} C_x H_y \right) \cdot \frac{22.4}{100 \cdot M} \quad (43)$$

Količina dimnih plinova nastala izgaranjem 1 kg goriva:

$$V_{dp} = V_{CO_2} + V_{N_2 \min} + V_{H_2O} + (\lambda - 1) \cdot V_{l \min} \quad (44)$$

Gustoća dimnih plinova:

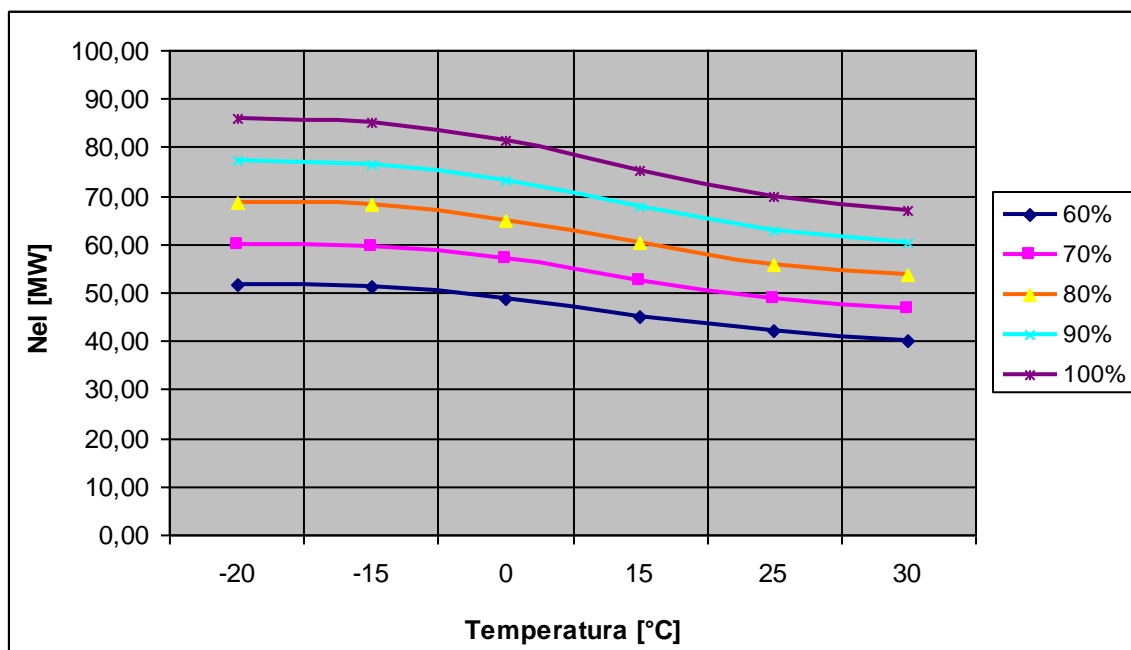
$$\rho_{dp} = \frac{44 \cdot V_{CO_2} + 28 \cdot V_{N_2 \min} + 18 \cdot V_{H_2O} + 29 \cdot (\lambda - 1) \cdot V_{l \min}}{22.4 \cdot V_{dp}} \quad (45)$$

4. Algoritam proračuna plinsko-turbinskog postrojenja

Računalni model za proračun pogonskih parametara plinsko-turbinskog dijela postrojenja TE-TO Zagreb, Blok L je izrađen u računalnom programskom paketu MATLABTM. Program je osmišljen tako da prikaže iskoristivosti plinsko-turbinskog postrojenja i dobivenu električnu snagu u ovisnosti o vanjskoj temperaturi koja varira od -25 °C do 40 °C, a sve pri promjeni opterećenja od 0.6 do 1 (60 % do 100 %). Pogonsko gorivo koje se koristi u pogonu je zemni plin (ogrijevne vrijednosti $H_d = 46863.9$ [KJ/kg]) sljedećeg sastava: $CH_4 = 0.9377$, $C_2H_6 = 0.0155$, $C_3H_8 = 0.012$, $C_4H_{10} = 0.0004$, $CO_2 = 0.0004$, $N_2 = 0.0181$, $H_2 = 0.0159$ [mol/mol]. Inicijalizacija programa započinje zadavanjem vanjske temperature i opterećenja. Na temelju unesenih podataka, najprije se vrši proračun kompresora. Treba napomenuti kako kompresija podiže temperaturu radnom mediju (uzduh) pa tako specifični toplinski kapacitet varira od ulaza do izlaza iz kompresora. Imajući to na umu, izračunate su entalpije i temperature na izlazu iz kompresora posebno napravljenim funkcijama koje su integrirane u *while* petlju kompresora. To su funkcije *KapaAir* i *cp_Air*. Modeli komore izgaranja i plinske turbine su integrirani u jedinstvenu petlju kako bi uz zadane rubne uvjete dobili što vjernije podatke. Budući da se svakim prolazom kroz petlju mijenja pretičak zraka koji je jedan od uvjeta stabilizacije zajedno s teoretskom temperaturom izgaranja, nužno je iznova računati protok goriva. Prilikom svakog prolaza kroz petlju funkcija *gorivo_BITNO* računa specifični toplinski kapacitet i entalpiju za postojeće stanje izgaranja. Kada je izračunata temperatura izgaranja, odnosno temperatura na ulazu u turbinu, slijedi proračun turbine. Unutar petlje za turbinu je ugrađena funkcija *KapaPlina* koja računa izentropski eksponent za postojeću temperaturu dimnih plinova na ulazu i izlazi iz turbine. Kada je ostvarena dovoljna točnost za zadane parametre, ispisuju se podaci u excel-u. Zbog izrazite nelinearnosti matematičkih modela, korištene su iterativne tehnike rješavanja.

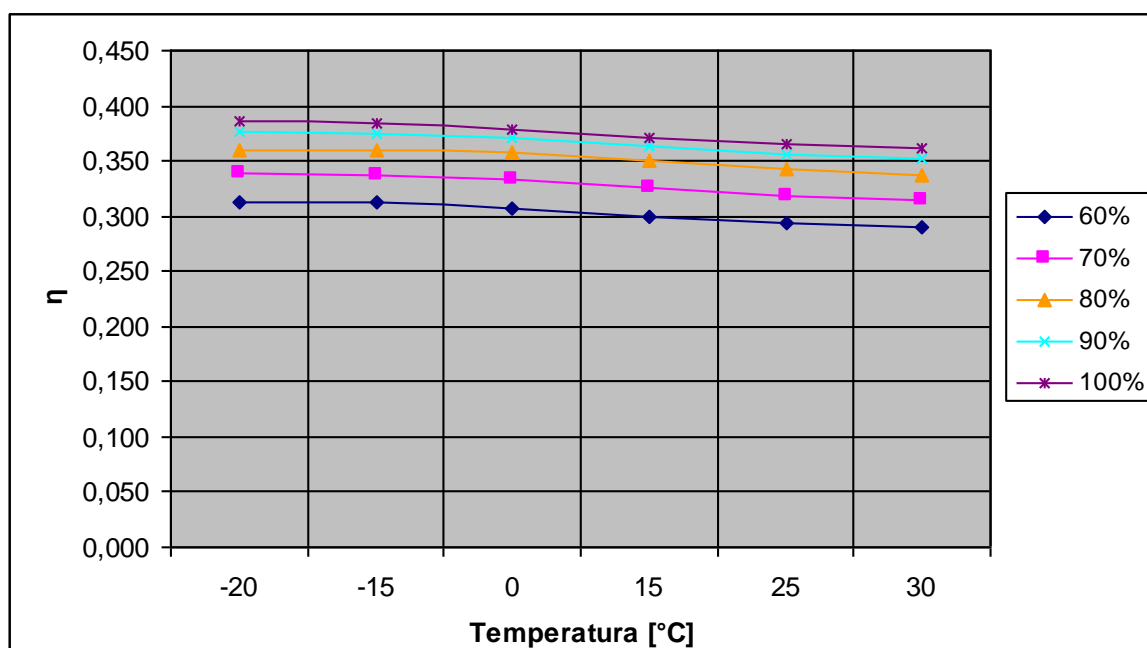
4.1. Rezultati i analiza rezultata

Prema rezultatima iz proračuna, dijagramski je prikazana ovisnost snage plinsko-turbinskog postrojenja o promjeni vanjske temperature pri opterećenjima od: 60 %, 70 %, 80 %, 90 % i 100 % (Slika 26.) Na osi apscisa su prikazane vrijednosti temperature, dok je na osi ordinata prikazana pripadajuća snaga.



Slika 26. Snaga plinsko-turbinskog postrojenja u ovisnosti o vanjskoj temperaturi

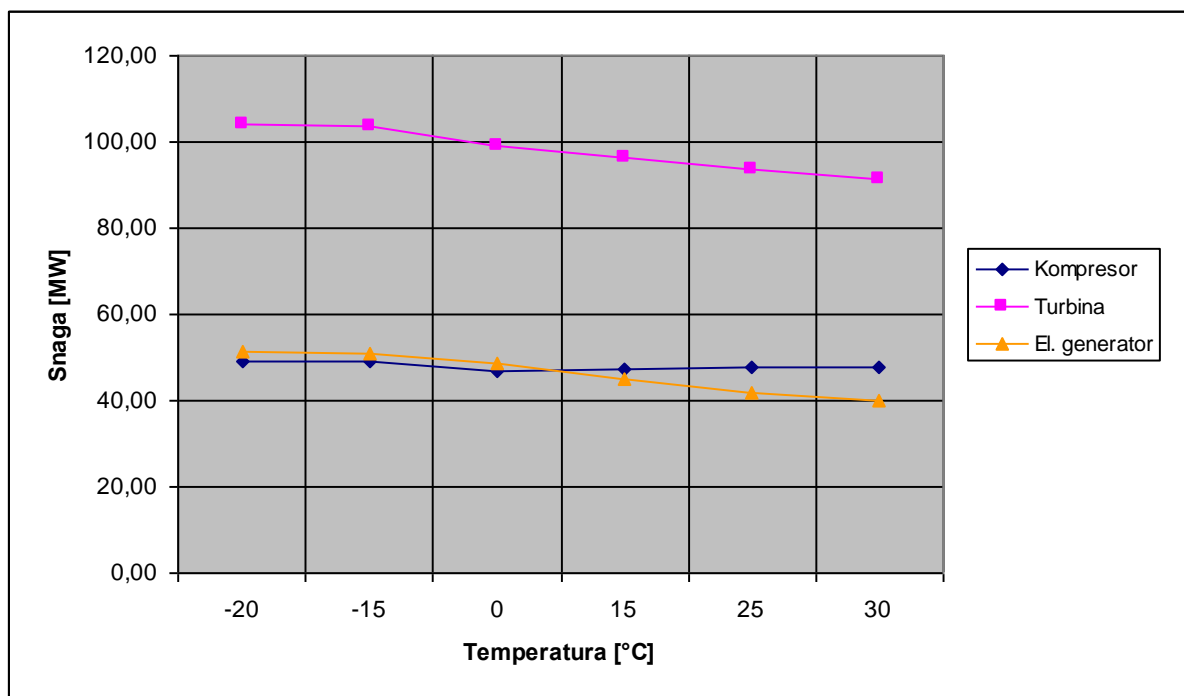
Veće snage su postignute pri većim opterećenjima što je i logičan zaključak. Utjecaj vanjske temperature na postignutu snagu, neovisno pod kojim opterećenjem radi postrojenje je veoma velik. Efektivna snaga je veća kada su temperature na ulazu u kompresor manje. Kako kompresor radi po istom kompresijskom omjeru, gledajući T-s dijagram (Slika 6.) možemo uočiti kako pri nižim temperaturama izobare konvergiraju pa je zato teorijski potreban i manji rad za pogon kompresora.



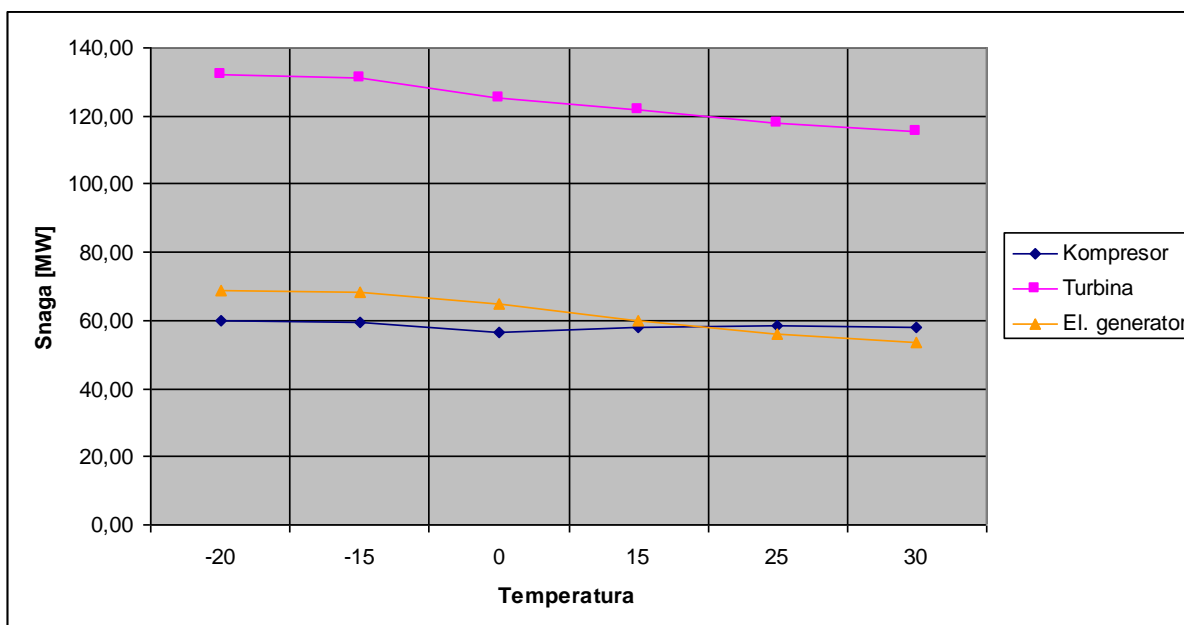
Slika 27. Iskoristivost plinsko-turbinskog postrojenja u ovisnosti o vanjskoj temperaturi

Gornjom slikom (Slika 27.), dijagramski je prikaz ovisnosti iskoristivosti plinsko-turbinskog postrojenja o promjeni vanjske temperature pri opterećenjima od: 60 %, 70 %, 80 %, 90 % i 100 % (Slika 26.) Na osi apscisa su prikazane vrijednosti temperature, dok je na osi ordinata prikazana pripadajuća iskoristivost. Veće iskoristivosti su postignute pri većim opterećenjima što je i logičan zaključak. Utjecaj vanjske temperature na postignutu iskoristivost, neovisno pod kojim opterećenjem radi postrojenje je očitovan povećanjem iskoristi do 2 %.

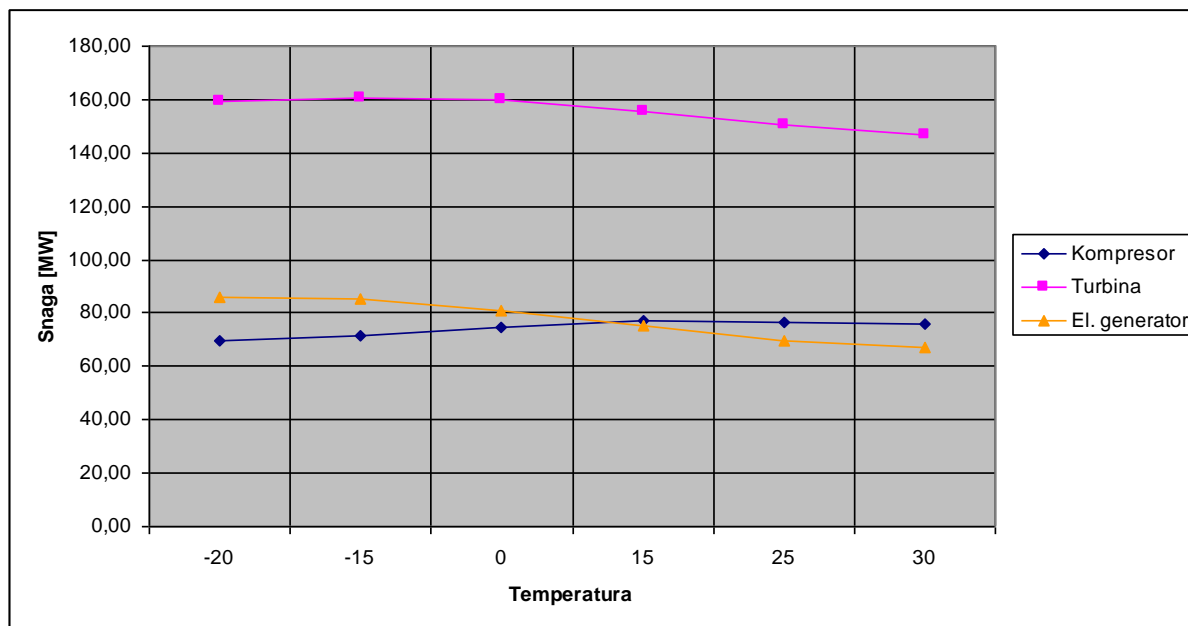
Na sljedećim slikama (Slika 28., Slika 29. i Slika 30.) prikazane su postignute snage na kompresoru, turbini i korisna snaga dobivena na električnom generatoru u ovisnosti o vanjskoj temperaturi, redom za opterećenja od 60 %, 80 % i 100 %. Iz dijagrama je vidljivo da je dobivena snaga na turbini uistinu velika, ali se dobar dio nje (40 % do 50 %) troši za pogon kompresora, dok je manji dio izgubljen uslijed trenja, mehaničkih gubitaka, električnih gubitaka.



Slika 28. Postignute snage na kompresoru, turbini i korisna snaga za opterećenje od 60 %

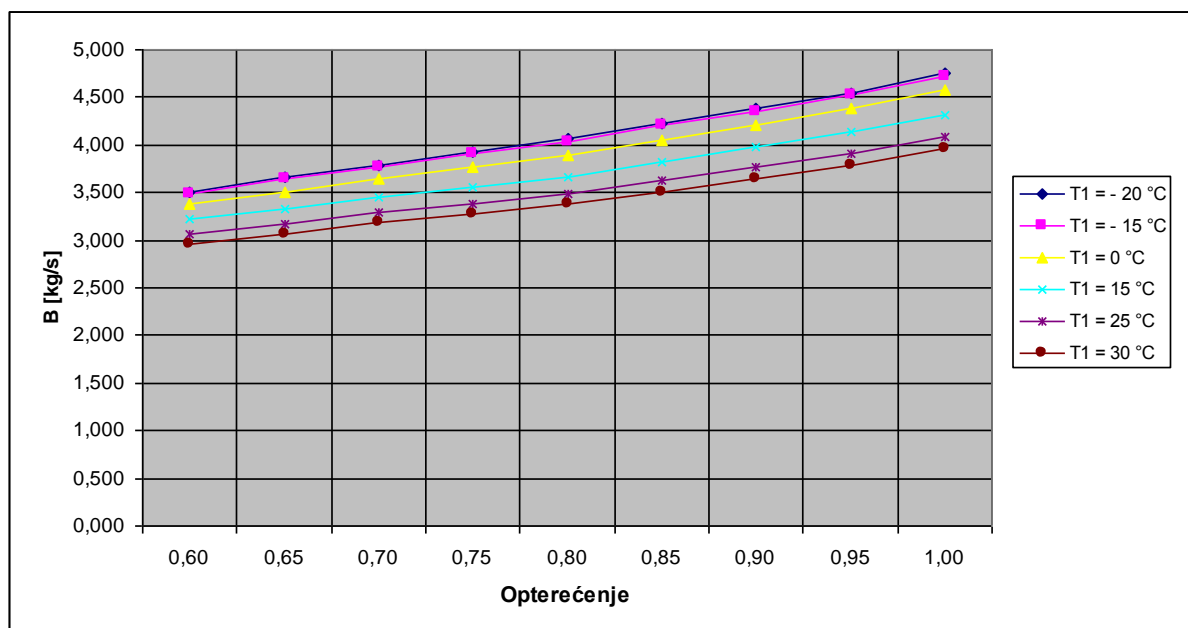


Slika 29. Postignute snage na kompresoru, turbini i korisna snaga za opterećenje od 80 %

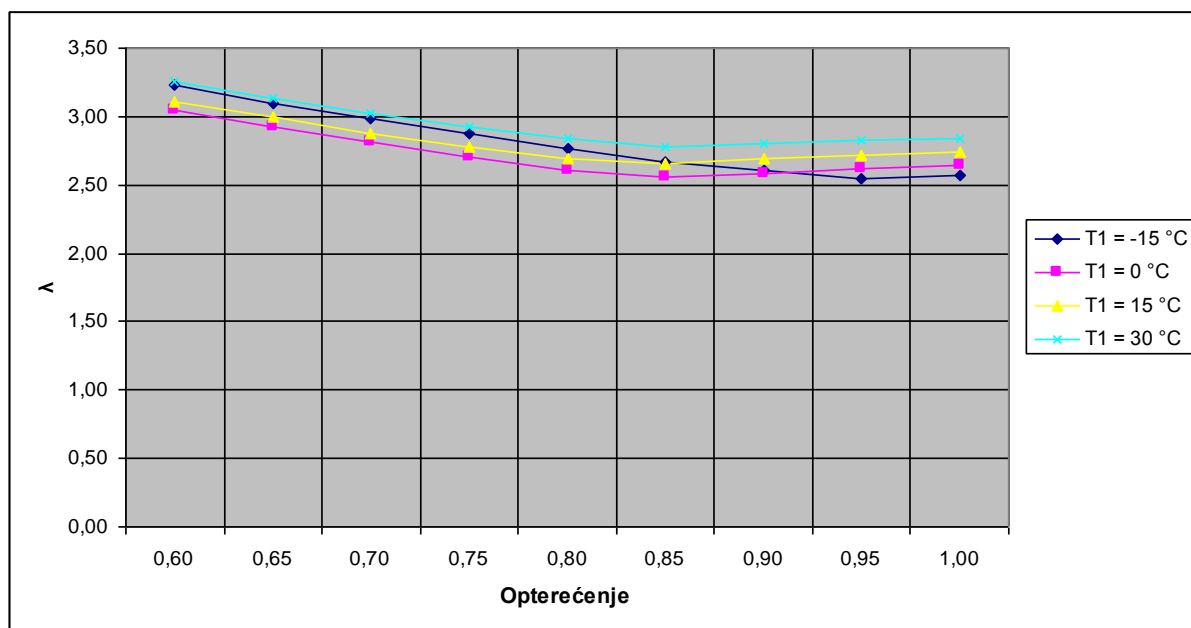


Slika 30. Postignute snage na kompresoru, turbini i korisna snaga za opterećenje od 100 %

Na donjoj slici (Slika 31.) je prikazan protok goriva koji je potrebno dobaviti komori izgaranja kako bi se ostvarila određena efektivna snaga pri opterećenjima od 60 %, 80 % i 100 %. Da bi se pokrilo veće opterećenje potreban je i veći protok. Što je temperatura na ulazu u kompresor niža, potrošnja goriva je veća na cijelom području.

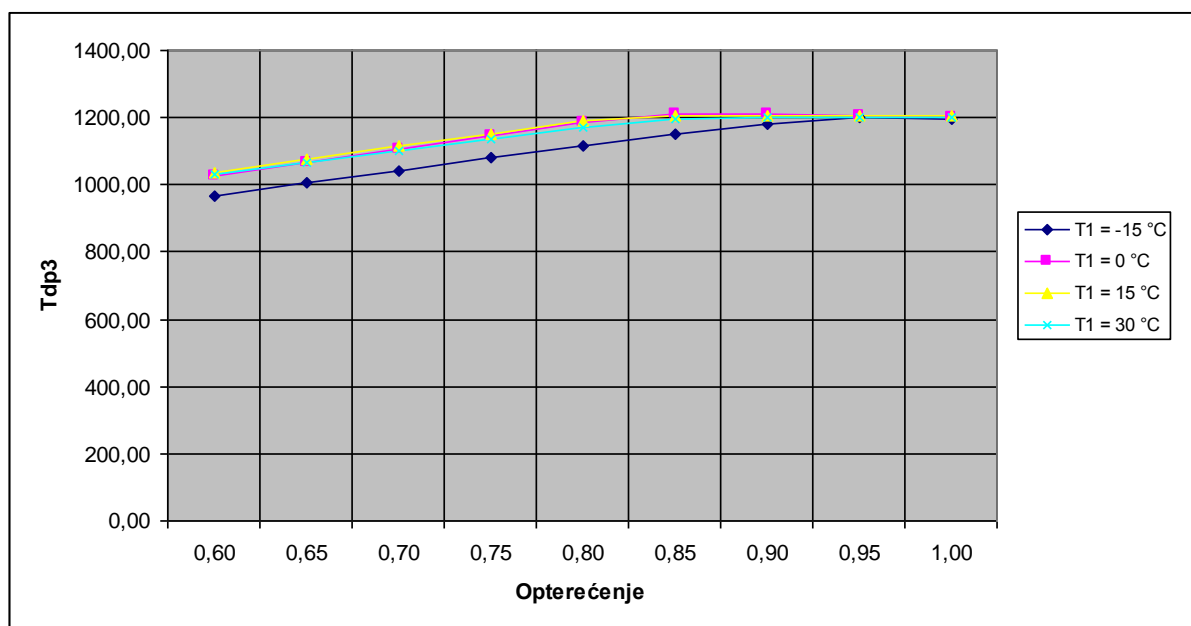


Slika 31. Potreban protok goriva za pokrivanje danog opterećenja pri zadanim temperaturama



Slika 32. Potreban pretičak zraka prema opterećenju za zadane temperature

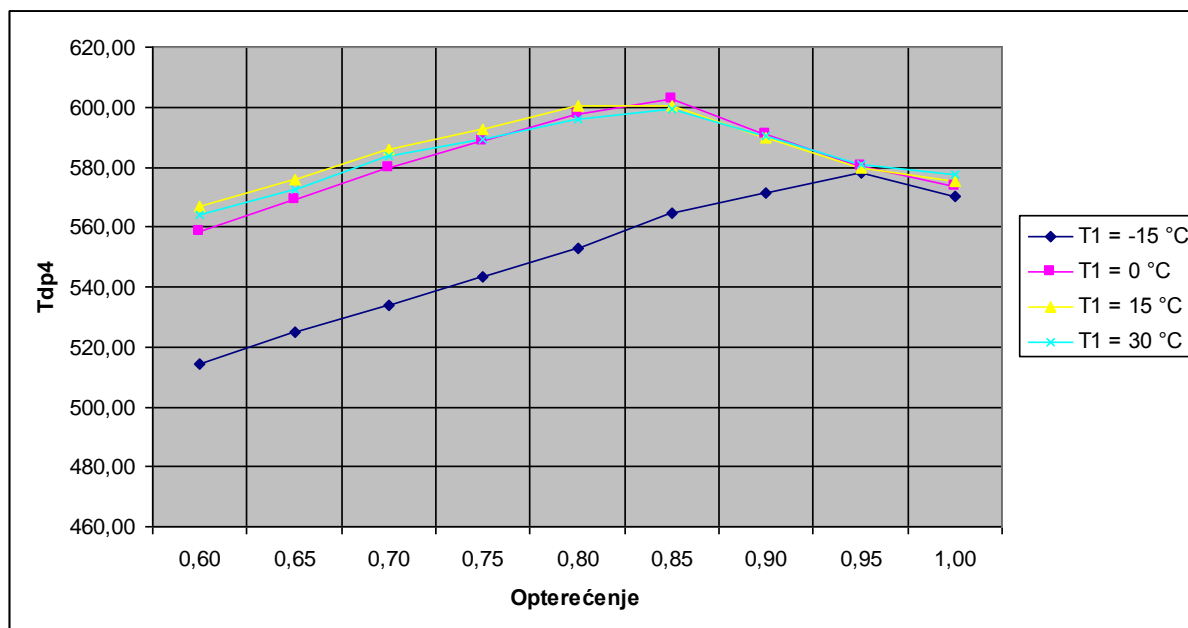
Kada usporedimo protok goriva sa slike (Slika 31.) s potrebnim pretičkom zraka (Slika 32.) uočljiv je pad pretička zraka kako idemo prema većem opterećenju uz istovremeno povećanje protoka goriva.



Slika 33. Temperatura dimnih plinova na ulazu u turbinu

Slika 33. prikazuje promjenu temperature dimnih plinova na ulazu u turbinu preko promjene opterećenja. Kod opterećenja od 60 % temperature se kreću oko 1000 °C i rastu prateći rast opterećenja. Kod maksimalnog opterećenja postignuta je temperatura od oko 1200 °C. Nižim temperaturama na ulazu u kompresor postignute su i niže temperature ulaza u turbinu. Ta razlika iščezava kod 100 % opterećenja.

Na donjoj slici (Slika 34.) su prikazane temperature dimnih plinova na izlazu iz turbine prema promjeni opterećenja. Kod pozitivnih temperatura ulaza u kompresor (označenih žutom, svijetlo plavom i ružičastom bojom) je primjetan peak pri opterećenju od 85 % pa bi bilo bolje što brže prijeći to područje budući da se nakon njega temperatura dimnih plinova snižava i time je osiguran veći entalpijski pad u turbini. Postignuti peak je povezan s pretičkom zraka. Naime, kako pretičak zraka lagano opada temperatura dimnih plinova na izlazu raste. Kada pri većem opterećenju pretičak zraka ponovno počinje rasti, tada i temperatura dimnih plinova na izlazu iz turbine opada što uvjetuje lom u dijagramu izlaznih temperatura (Slika 34.).



Slika 34. Temperatura dimnih plinova na izlazu iz turbine

5. Zaključak

Promjena vanjske okolišne temperature uvelike utječe na tijek krivulja snage i iskoristivosti, neovisno o narinutom opterećenju. Nižim temperaturama pripadaju veće vrijednosti snage i opterećenja pa je za očekivati ekonomičniji rad tijekom zime. Kako bi se postigla veća efektivna snaga ide se s primjenom međuhlađenja. Tada je rad potreban za pogon kompresora manji ali to nužno ne mora rezultirati i povećanjem iskoristivosti budući da se smanjuje temperatura na izlazu iz kompresora te je potrebno donijeti više topline. Što se tiče opterećenja, za plinsko-turbinski agregat je bolje što je ono veće.

Temperature dimnih plinova na ulazu u turbinu su visoke što je i poželjno ako mislimo ostvariti veću efikasnost procesa. Kod visokih temperatura dimnih plinova na ulazu u turbinu kompresijski omjer nema veliki utjecaj na efikasnost.

Primjetan je rast temperatura dimnih plinova na izlazu iz turbine kada ona radi do 85 % opterećenja, nakon čega njihova temperatura opada usporedno s povećanjem pretička zraka. Temperature na izlazu se kreću od 530 °C do 600 °C. Kako ne bi nepovratno izgubili (bacili) tu energiju nužno ju je proslijediti procesu pripreme pare za parno-turbinski dio postrojenja što u stvarnosti i jest slučaj.

LITERATURA

- [1] http://www.fsb.unizg.hr/termovel/Kruzni_proces7.pdf
- [2] Thermodynamics – An Engineering Aproach, Cengel, Y. Michael, B.: McGraw-Hill, 2006.
- [3] ftp://ftp.energia.bme.hu/pub/Energetikai_folyamatok_es_berendezesek/27_JouleBraytonCycle.pdf
- [4] <http://hu.wikipedia.org/wiki/Brayton%E2%80%93Joule-ciklus>
- [5] http://marjan.fesb.hr/~fbarbir/PDFs_Termoenergetska_postrojenja/
- [6] <http://powerlab.fsb.hr/enerpedia/>
- [7] Bogdan, Ž.: Termoenergetska postrojenja, 2012.
- [8] Majcen, A.: Problemi sidrenja velikih rotacijskih strojeva, Elektroprojekt d.d. 2012.

DODATAK

```
%*****
%*  MATLAB skripta za proračun realnog braytonova ciklusa      *
%*                                                              *
%*****
```

```
clear all
clc
```

```
global T_ok OptEl pr T_2 cp_dp T pr_zraka Rol H_dp VCO2 VN2min VH2O VI VImin Vdp Rodp
Tdp_3 Tdp_4;
```

% PRORAČUN KOMPRESORA

```
%-----
```

```
unos_podataka()
p2 = 1.013 * pr; % [bar] //// pr = p2/p1 = p3/p4 = pressure ratio
Hd = 46863.9; % ogrijevna vrijednost goriva, [KJ/kg]
kapaZr = 1.4;
eps = 1;
```

```
while abs(eps) > .001
```

```
    T2iz = ((T_ok + 273.15) * pr^((kapaZr - 1)/kapaZr)) - 273.15;
    T_2 = T_ok + (T2iz - T_ok) / eta_komp;
    kapaZr_new = KapaAir(T_ok, T_2);
    T2_nova = ((T_ok + 273.15) * pr^((kapaZr_new - 1)/kapaZr_new)) - 273.15;
    eps = abs(kapaZr - kapaZr_new);
    T2iz = T2_nova;
    kapaZr = kapaZr_new;
    H_zr_1 = cp_Air(T_ok);
    H_zr_2 = cp_Air(T_2);
```

```
end
```

```
Rol=0.21*(32/22.4)+0.79*(28/22.4);
```

% PRORAČUN TURBINE I IZGARANJA

```
%-----
```

```
Bpe = 2.3818 * OptEl + 1.6159;
eps3= 1;
Wemax = -4.8958 * T_ok^2 - 329.19 * T_ok + 81219;
We = OptEl * Wemax;
Wedob=We;
```

```

while abs(eps3) > 0.1

Bpe = Bpe + 0.00005 * (We - Wedob);
pogreska = 1;
pr_zraka = 2.5;
while abs(pogreska) > 0.01
    sastav_goriva()
    M_goriva = Y_CH4*M(8)+Y_C2H6*M(9)+Y_C3H8*M(10)+Y_C4H10*M(11)+Y_CO2*M(3)...
        +Y_N2*M(6)+Y_H2*M(4); % [kg/kmol], molarna masa zemnog plina
    ro_goriva=M_goriva/22.4; %gustoca goriva kg/m3
    VO2min = (22.4/M_goriva)*(0.5*Y_H2 + 2*Y_CH4 + (2+(6/4))*Y_C2H6 +
(3+(8/4))*Y_C3H8...
        + (4+(10/4))*Y_C4H10); % m3/kg_goriva
    Vlmin=VO2min/0.21;
    Vl=pr_zraka*Vlmin;
    VCO2=(22.4/M_goriva)*(Y_CH4+2*Y_C2H6+3*Y_C3H8+4*Y_C4H10);
    VN2min=(22.4/M_goriva)*Y_N2+0.79*Vlmin;
    VH2O=(22.4/M_goriva)*(Y_H2+2*Y_CH4+3*Y_C2H6+4*Y_C3H8+5*Y_C4H10);
    Vdp=VCO2+VN2min+VH2O+(pr_zraka-1)*Vlmin; %m3_dp/kg_goriva
    Rodp = ((VCO2 / Vdp) * 44.01 + (VN2min / Vdp) * 28.02 + (VH2O / Vdp) * 18.016 + ...
        (pr_zraka - 1) * (Vlmin / Vdp) * 28.95) / 22.4;
    gorivo_BITNO();
    Gpe = Vdp * Rodp * Bpe;
    Lpe = Vl * Rol * Bpe;
    Hdp_3 = (Bpe * Hd + Lpe * HZR_2)/Gpe;
    Tdp_3 = dpT(Hdp_3);
    pogreska = TIT - Tdp_3;

    pr_zraka_new = pr_zraka - 0.001 * pogreska;

    Vl_new = pr_zraka_new*Vlmin;
    Vdp_new = VCO2+VN2min+VH2O+(pr_zraka_new-1)*Vlmin;
    Rodp_new = ((VCO2 / Vdp_new) * 44.01 + (VN2min / Vdp_new) * 28.02 + (VH2O /
Vdp_new)...
        * 18.016 + (pr_zraka_new - 1) * (Vlmin / Vdp_new) * 28.95) / 22.4;
    Tdp_3 = TIT;
    pr_zraka = pr_zraka_new;
    Vl = Vl_new;
    Vdp = Vdp_new;
    Rodp = Rodp_new;

end

kapaDp = 1.31;
eps2 = 1;

```

```

while abs(eps2) > .0001
    Tdp4iz = ((Tdp_3 + 273.15) * pr^-((kapaDp - 1)/kapaDp)) - 273.15;
    Tdp_4 = Tdp_3 - eta_turb * (Tdp_3 - Tdp4iz);

    kapaDp_new = KapaPlina(Tdp_3,Tdp_4);
    T_nova = ((Tdp_3 + 273.15) * pr^-((kapaDp_new - 1)/kapaDp_new)) - 273.15;
    eps2 = abs(kapaDp - kapaDp_new);
    Tdp4iz = T_nova;
    kapaDp = kapaDp_new;

end

Hdp_4 = dpH(Tdp_4);
Wedob = eta_meh * eta_el * eta_red * (Gpe * (Hdp_3 - Hdp_4) - 1 * Lpe * 1 * (H_zr_2 -
H_zr_1));
eps3 = Wedob - We;
etaPT = Wedob / (Bpe * Hd);

end
Wedob = Wedob/1000;
W_komp = (Lpe * (H_zr_2 - H_zr_1))/1000;
W_turb = (Gpe * (Hdp_3 - Hdp_4))/1000;

naslovi = {'B', 'Nel', 'EtaPT', 'etaKomp', 'etaKomp', 'Gpe', 'Lpe', 'VI', 'Vg', 'Rog', 'W_komp', ...
    'W_turb', 'Przr', 'Tz(1)', 'Tz(2)', 'Tdp(3)', 'Tdp(4)'};
rezultati = {Bpe, Wedob, etaPT, eta_komp, eta_turb, Gpe, Lpe, VI, Vdp, Rodp, W_komp,
W_turb, ...
    pr_zraka, T_ok, T_2, Tdp_3, Tdp_4};
xlswrite('proracun.xlsx', naslovi, 1, 'A1: Q1')
xlswrite('proracun.xlsx', rezultati, 1, 'A2: Q2')

```

Funkcija KapaAir()

```
function kapa = KapaAir(T_ok,T_2)
```

```
global OptEl
```

```
T_vanjsko=T_ok;
opt=OptEl;
```

```
tempPr = [37 15 -24];
opterPr = [1 0.95 0.9 0.85 0.8 0.75 0.7 0.65 0.6];
```

```
Pr = [15 14.71 13.91 13.02 12.01 10.97 9.9 9.22 8.44
    15.6 15.31 14.51 13.62 12.8 11.63 10.5 9.6 8.66
```

```
15.82 15.37 14.64 13.69 12.86 11.8 10.8 9.75 8.96];
```

```
pr = interp2(temppr,opterPr,Pr',T_vanjsko,opt);
```

```
tempZr_ok_cp = [-50 0 25 50 100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000];
```

```
tlakovi = [1 5 10 50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 600 700 800 900 1000];
```

```
ka = [1.007 1.006 1.007 1.008 1.012 1.026 1.046 1.069 1.093 1.116 1.137 1.155 1.171 1.185
1.023 1.015 1.014 1.013 1.015 1.028 1.047 1.070 1.094 1.116 1.137 1.155 1.172 1.186
1.044 1.026 1.022 1.020 1.020 1.030 1.049 1.071 1.094 1.117 1.137 1.156 1.172 1.186
1.212 1.112 1.089 1.072 1.055 1.049 1.061 1.080 1.101 1.122 1.141 1.159 1.175 1.189
1.430 1.216 1.169 1.133 1.096 1.072 1.075 1.090 1.108 1.128 1.146 1.163 1.178 1.191
1.575 1.302 1.237 1.187 1.132 1.092 1.088 1.099 1.115 1.133 1.150 1.167 1.181 1.194
1.623 1.361 1.287 1.229 1.161 1.108 1.099 1.107 1.121 1.138 1.154 1.170 1.184 1.196
1.622 1.394 1.320 1.260 1.186 1.123 1.109 1.114 1.127 1.143 1.158 1.173 1.187 1.199
1.604 1.409 1.339 1.282 1.204 1.135 1.117 1.120 1.132 1.146 1.162 1.176 1.189 1.201
1.580 1.412 1.348 1.295 1.220 1.145 1.125 1.125 1.136 1.150 1.165 1.179 1.192 1.203
1.557 1.411 1.353 1.304 1.230 1.154 1.130 1.130 1.140 1.153 1.167 1.181 1.194 1.205
1.534 1.406 1.353 1.308 1.239 1.162 1.136 1.134 1.143 1.156 1.170 1.184 1.196 1.207
1.513 1.400 1.351 1.309 1.244 1.169 1.141 1.138 1.146 1.158 1.172 1.185 1.197 1.208
1.477 1.389 1.346 1.308 1.250 1.179 1.150 1.145 1.151 1.162 1.175 1.188 1.200 1.211
1.447 1.378 1.338 1.304 1.252 1.187 1.158 1.151 1.155 1.166 1.178 1.191 1.203 1.213
1.423 1.370 1.332 1.299 1.251 1.193 1.164 1.156 1.160 1.169 1.181 1.193 1.204 1.215
1.405 1.363 1.326 1.295 1.249 1.196 1.170 1.161 1.164 1.172 1.183 1.195 1.206 1.216
1.393 1.359 1.322 1.291 1.247 1.198 1.175 1.166 1.168 1.175 1.186 1.197 1.207 1.218];
```

```
cp_Tok=interp2(tempZr_ok_cp,tlakovi,ka,T_ok,pr);
```

```
cp_T2=interp2(tempZr_ok_cp,tlakovi,ka,T_2,pr);
```

```
CpZr = (cp_Tok * T_ok - cp_T2 * T_2) / (T_ok - T_2);
```

```
kapa = CpZr / (CpZr - 0.2871);
```

```
end
```

```
-----
Funkcija gorivo_BITNO()
-----
```

```
function out=gorivo_BITNO()
```

```
global cp_dp T H_dp pr_zraka VCO2 VN2min VH2O Vlmin Vdp Rodp;
```

```
T(1)=0.00000000000000000001;T(2)=20;T(3)=100;T(4)=200;T(5)=300;T(6)=400;T(7)=500;T(8)=
600;T(9)=700;T(10)=800;T(11)=900;T(12)=1000;T(13)=1200;T(14)=1600;T(15)=2000;T(16)=25
00;T(17)=3000;
```

%-----toplinske tablice-----

H_CO2(1)=0;H_CO2(2)=32.45;H_CO2(3)=170.03;H_CO2(4)=357.47;H_CO2(5)=558.94;H_CO2(6)=772.05;H_CO2(7)=994.37;H_CO2(8)=1224.64;H_CO2(9)=1462.03;H_CO2(10)=1704.86;H_CO2(11)=1952.30;H_CO2(12)=2203.51;H_CO2(13)=2716.40;H_CO2(14)=3768.54;H_CO2(15)=4844.13;H_CO2(16)=6204.84;H_CO2(17)=7932.95;

H_N2(1)=0;H_N2(2)=25.96;H_N2(3)=130.04;H_N2(4)=260.75;H_N2(5)=393.27;H_N2(6)=528.37;H_N2(7)=666.12;H_N2(8)=807.22;H_N2(9)=951.24;H_N2(10)=1097.36;H_N2(11)=1245.99;H_N2(12)=1397.14;H_N2(13)=1704.03;H_N2(14)=2333.72;H_N2(15)=2977.65;H_N2(16)=3794.50;H_N2(17)=4655.41;

H_H2O(1)=0;H_H2O(2)=29.94;H_H2O(3)=150.52;H_H2O(4)=304.46;H_H2O(5)=462.64;H_H2O(6)=626.35;H_H2O(7)=795.07;H_H2O(8)=968.83;H_H2O(9)=1148.86;H_H2O(10)=1334.33;H_H2O(11)=1526.09;H_H2O(12)=1722.87;H_H2O(13)=2132.34;H_H2O(14)=3001.94;H_H2O(15)=3925.54;H_H2O(16)=5132.60;H_H2O(17)=6339.59;

H_zrak(1)=0;H_zrak(2)=25.96;H_zrak(3)=130.04;H_zrak(4)=261.42;H_zrak(5)=395.15;H_zrak(6)=531.72;H_zrak(7)=671.56;H_zrak(8)=813.91;H_zrak(9)=959.61;H_zrak(10)=1107.41;H_zrak(11)=1257.71;H_zrak(12)=1409.70;H_zrak(13)=1719.10;H_zrak(14)=2353.40;H_zrak(15)=3001.94;H_zrak(16)=3825.90;H_zrak(17)=4725.06;

%-----

H_dp=(VCO2*H_CO2 + VN2min*H_N2 + VH2O*H_H2O + (pr_zraka-1)*Vlmin*H_zrak)/(Vdp*Rodp); %entalpija dp kJ/kg_dp

cp_dp=H_dp./T;
cp_dp(1)=1;

out=cp_dp; %KJ/kg-K

end

Funkcija cp_Air

function ent = cp_Air(T)

global cp
prova()
Podaci_za_gorivo()

temp_cp = [-50 0 25 50 100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000];
tlakovi = [1 5 10 50 100 150 200 250 300 350 400 450 500 600 700 800 900 1000];

```

ka = [1.007 1.006 1.007 1.008 1.012 1.026 1.046 1.069 1.093 1.116 1.137 1.155 1.171 1.185
      1.023 1.015 1.014 1.013 1.015 1.028 1.047 1.070 1.094 1.116 1.137 1.155 1.172 1.186
      1.044 1.026 1.022 1.020 1.020 1.030 1.049 1.071 1.094 1.117 1.137 1.156 1.172 1.186
      1.212 1.112 1.089 1.072 1.055 1.049 1.061 1.080 1.101 1.122 1.141 1.159 1.175 1.189
      1.430 1.216 1.169 1.133 1.096 1.072 1.075 1.090 1.108 1.128 1.146 1.163 1.178 1.191
      1.575 1.302 1.237 1.187 1.132 1.092 1.088 1.099 1.115 1.133 1.150 1.167 1.181 1.194
      1.623 1.361 1.287 1.229 1.161 1.108 1.099 1.107 1.121 1.138 1.154 1.170 1.184 1.196
      1.622 1.394 1.320 1.260 1.186 1.123 1.109 1.114 1.127 1.143 1.158 1.173 1.187 1.199
      1.604 1.409 1.339 1.282 1.204 1.135 1.117 1.120 1.132 1.146 1.162 1.176 1.189 1.201
      1.580 1.412 1.348 1.295 1.220 1.145 1.125 1.125 1.136 1.150 1.165 1.179 1.192 1.203
      1.557 1.411 1.353 1.304 1.230 1.154 1.130 1.130 1.140 1.153 1.167 1.181 1.194 1.205
      1.534 1.406 1.353 1.308 1.239 1.162 1.136 1.134 1.143 1.156 1.170 1.184 1.196 1.207
      1.513 1.400 1.351 1.309 1.244 1.169 1.141 1.138 1.146 1.158 1.172 1.185 1.197 1.208
      1.477 1.389 1.346 1.308 1.250 1.179 1.150 1.145 1.151 1.162 1.175 1.188 1.200 1.211
      1.447 1.378 1.338 1.304 1.252 1.187 1.158 1.151 1.155 1.166 1.178 1.191 1.203 1.213
      1.423 1.370 1.332 1.299 1.251 1.193 1.164 1.156 1.160 1.169 1.181 1.193 1.204 1.215
      1.405 1.363 1.326 1.295 1.249 1.196 1.170 1.161 1.164 1.172 1.183 1.195 1.206 1.216
      1.393 1.359 1.322 1.291 1.247 1.198 1.175 1.166 1.168 1.175 1.186 1.197 1.207 1.218];

```

```
cp=interp2(temp_cp,tlakovi,ka,T,pr);
```

```
ent=cp*T;
```

```
end
```

```
-----
Funkcija KapaPlina
-----
```

```
function k = KapaPlina(Tdp_3,Tdp_4)
```

```
global VCO2 VN2min VH2O Vlmin Vdp pr_zraka;
```

```

temp_zap_cp = [0 100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1100 1200 1300 1400 1500];
cp_CO2 = [ 35.860 38.112 40.059 41.755 43.250 44.573 45.753 46.813 47.763 48.617
49.392...
50.099 50.740 51.322 51.858 52.347];
cp_N2 = [29.115 29.144 29.228 29.383 29.601 29.864 30.149 30.451 30.748 31.037 31.313...
31.577 31.828 32.067 32.293 32.502];
cp_H2O = [33.499 33.741 34.118 34.575 35.090 35.630 36.195 36.789 37.392 38.080
38.619...
39.226 39.825 40.407 40.976 41.525];
cp_uzduh = [29.073 29.153 29.299 29.521 29.789 30.095 30.405 30.723 31.028 31.321
31.598...
31.862 32.109 32.343 32.565 32.774];

```



```
cpco2 = interp1(temp_za_cp,cp_CO2,Tdp_3);
cpn2 = interp1(temp_za_cp,cp_N2,Tdp_3);
cph2o = interp1(temp_za_cp,cp_H2O,Tdp_3);
cpuzduh = interp1(temp_za_cp,cp_uzduh,Tdp_3);

cpCo2 = interp1(temp_za_cp,cp_CO2,Tdp_4);
cpN2 = interp1(temp_za_cp,cp_N2,Tdp_4);
cpH2O = interp1(temp_za_cp,cp_H2O,Tdp_4);
cpUzduh = interp1(temp_za_cp,cp_uzduh,Tdp_4);

cpcodva = (cpco2 * Tdp_3 - cpCo2 * Tdp_4) / (Tdp_3 - Tdp_4);
cpdusik = (cpn2 * Tdp_3 - cpN2 * Tdp_4) / (Tdp_3 - Tdp_4);
cpvoda = (cph2o * Tdp_3 - cpH2O * Tdp_4) / (Tdp_3 - Tdp_4);
cpzrak = (cpuzduh * Tdp_3 - cpUzduh * Tdp_4) / (Tdp_3 - Tdp_4);
Cp = (VCO2 * cpcodva + VN2min * cpdusik + VH2O * cpvoda + (pr_zraka - 1) * Vlmin *
cpzrak) / Vdp;

k = Cp / (Cp - 8.314);

end
```

PRILOZI

I. CD-R disc